PUBLICATIONS DE L'INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE

COURS DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DU PÉTROLE ET DES MOTEURS

Tome 2

RAYMOND BRUN

SCIENCE ET TECHNIQUE DU MOTEUR DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT

technip

SOCIÉTÉ DES ÉDITIONS TECHNIP

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
MINISTÈRE DE L'INDUSTRIE ET DU COMMERCE
DIRECTION DES CARBURANTS

INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DU PÉTROLE
ET DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE
CENTRE D'ÉTUDES SUPÉRIEURES
DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE
ET DES APPLICATIONS DES PRODUITS DU PÉTROLE

SCIENCE ET TECHNIQUE
DU MOTEUR DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT

par **RAYMOND BRUN**

Ingénieur E.C.P. et E.N.S.P.M.
Chef des études de locomotives à moteurs thermiques
de la S. N. C. F.
Président de la 11e Section technique
de la Société des Ingénieurs de l'Automobile (S.I.A.)

II

SOCIETE DES EDITIONS TECHNIP . 7 . rue Nélaton . PARIS XVe

VOLUME I

PREMIERE PARTIE

GENERALITES

VOLUME II

Table des matières

Chapitre X

ARCHITECTURE DU MOTEUR

Chapitre XI

LA BIELLE

Chapitre XII

VOLUME III

TABLEAU DES NOTATIONS ADOPTEES

Valeurs	Symbole	Dimension
Masse	M, m	M
Longueur	L, l	L
Alésage	D	
Course	C	
Diamètre	d	
Rayon	R ou r	
Rayon de giration	ρ	
Temps	T, t	T
Température	Θ	Θ
Vitesse linéaire	U, u	LT^{-1}
Vitesse de rotation $\frac{\text{tours}}{\text{minute}}$	N	T^{-1}
$\frac{\text{radians}}{\text{seconde}}$	ω	
Fréquence	$\mathcal{F}$	
Accélération	Γ, γ	LT^{-2}
Accélération de la pesanteur	g	
Surface	S, s	L^2
Volume	V, v	L^3
Volume cylindrée	$\mathcal{V}$	
Débit (en volume)	$\mathcal{D}$	L^3T^{-1}
Poids	$\vec{P}$, $\vec{p}$	MLT^{-2}
Force	$\vec{F}$, $\vec{f}$	
Réaction	$\vec{R}$, $\vec{r}$	
Poids volumique	ϖ	$ML^{-2}T^{-2}$
Moment d'inertie	I	ML^2
Pression	P, p	$ML^{-1}T^{-2}$
Pression de combustion	P_c	
Pression effective	P_e	
Pression indiquée	P_i	
Pression moyenne effective	p_{me}	
Pression moyenne indiquée	p_{mi}	
Limite apparente d'élasticité	R_e	
Charge de rupture	R	
Module d'élasticité longitudinal	E	
Module d'élasticité transversal	G	
Contraintes d'origine mécanique	σ	
Flexion	σ_f, σ_φ	
Compression	σ_c	
Torsion	σ_T	
Cisaillement	σ_χ	
Thermique	τ	

Valeurs	Symbole	Dimension
Raideur	$\mathcal{R}$	MT^{-2}
Energie interne..................	$\mathcal{U}$	ML^2T^{-2}
Energie cinétique	$\mathcal{E}$	
Energie calorifique	Q, q	
Travail	W, $\mathcal{T}$	
Enthalpie (ou potentiel dynamique) ..		
Couple............................	$\mathcal{C}$	
Moment de flexion	$\mathcal{M}_f$	
Moment de torsion	$\mathcal{M}_T$	
Puissance.........................	$\mathcal{P}$	ML^2T^{-3}
Flux thermique	$\frac{dQ}{dt}$	
Entropie		$ML^2T^{-2}\theta^{-1}$
Chaleur spécifique	q_s	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$
Chaleur spécifique des gaz à pression constante	c_p	
Pouvoir calorifique	H	
d'une masse....		L^2T^{-2}
d'un volume		$ML^{-1}T^{-2}$
Coefficient de dilatation thermique..	α	Θ^{-1}
Coefficient de conductivité thermique	λ	$MLT^{-3}\theta^{-1}$
Coefficient de transmission thermique	h	$MT^{-3}\theta^{-1}$
Viscosité dynamique	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Viscosité cinématique	ν	L^2T^{-1}

Nombres sans dimension

Δ = Dureté
N = Nombre de tours
γ = Coefficient polytropique (rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants)
ε = Rapport de compression volumétrique
η = Rendement
μ = Coefficient de Poisson
$= \frac{E}{2G} - 1$
ξ = Excentricité relative
$\chi = \frac{C}{D} = \frac{\text{course}}{\text{alésage}}$
ψ = Jeu relatif entre arbre et logement
Ψ = Nombre de Sommerfeld

TABLEAU DES SIGLES UTILISES EN BIBLIOGRAPHIE

A.T.Z. - Automobiltechnische Zeitschrift.

C.I.M.A.C. - Congrès International des Moteurs à Combustion Interne.

F.I.S.I.T.A. - Fédération internationale des Sociétés d'Ingénieurs et Techniciens de l'Automobile.

G.A.M.I. - Groupement pour l'Avancement de la Mécanique Industrielle.

I.M.E. - Institution of Mechanical Engineers (Londres).

I.F.P. - Institut Français du Pétrole.

M.T.Z. - Motortechnische Zeitschrift.

S.A.E. - Society of Automotive Engineers (New York).

S.I.A. - Société des Ingénieurs de l'Automobile.

S.T.A. - Société des Techniciens de l'Automobile (Espagne)

U.T.A.C. - Union technique de l'automobile et du cycle.

V.D.I. - Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure.

TROISIEME PARTIE

LES PROBLEMES MECANIQUES

"La physique est née sous le double signe de la fixité et de la géométrie. Elle a eu comme idéal initial de trouver une explication mathématique des phénomènes naturels d'un Monde conçu à la manière d'un système d'éléments stables en équilibre fermé."

(Teilhard de Chardin. Le phénomène humain)

La physique est née et a grandi grâce à des vérités axiomatiques et aux lois qu'elle en tirait, au moyen de syllogismes. Vraies en leur rigueur instantanée,"fixiste", ces lois sont inexactes parce qu'incomplètes du fait de leur absence de cinétisme temporel.

Considérons un piston P qui "est" ; lorsque, après un temps de marche, le "fixiste"remet ce piston en fonctionnement, il le considère toujours comme étant le piston P; il étudie la forme et la progression de son usure et tout ce qui se laisse voir, peser, mesurer, mais il ne tient pas compte de l'état de la structure qui a vécu, qui a souffert et ne peut plus vivre parce que chaque explosion a modifié le piston P. Ainsi un piston en alliage à 11 % de silicium (nuance A S 12 U N) qui présentait, à l'état neuf, une dureté de 95 à 102 Brinell, possède, après 200 heures de service, des duretés s'étageant, depuis le bas de la jupe jusqu'à la tête, de 102 à 62, 1 (valeurs extrêmes de 48 mesures se répartissant d'une façon homogène en fonction des emplacements) .

A la suite de toute science du réel, la physique se trouve donc irrésistiblement entraînée, de par ses progrès mêmes, à devenir une histoire; elle ne peut plus ignorer ce qui a été et ne peut négliger ce qui sera.

"La science des fixistes ne peut rester impeccable qu'en s'enfermant dans une tour d'ivoire qui l'isole des réalités "cinétiques " du devenir" a écrit Henri Poincaré dans "La valeur de la science".

Un ingénieur se doit d'être un cinétiste ; pour ce, il lui faut posséder une certaine intuition qui est, peut-être, un don, mais qui, certainement, se cultive par l'observation réfléchie suivie de synthèse.

Les efforts mécaniques subis au sein d'un moteur à mouvement alternatif sont pratiquement tous des efforts variant dans le temps et se reproduisant cycliquement. La caractéristique la plus importante des matériaux constitutifs est donc, après la limite de rupture (notion fixiste), la limite d'endurance à la fatigue (notion cinétique).

°
° °

Rappelons que :

1) Les mots "élastique" et "plastique" ne sont pas des noms mais uniquement des adjectifs qualificatifs.

2) Les adjectifs "élastique" et "plastique" ne peuvent qualifier des corps mais seulement des déformations. Il n'y a pas de corps élastiques ni de corps plastiques : il n'existe que des corps solides ; ceux-ci peuvent être déformés soit dans le domaine élastique soit dans le domaine plastique.
Les métallurgistes appellent écrouissage la déformation du deuxième type.

Chapitre IX

A.- CONSIDERATIONS SUR LA MATIERE ET SES CONTRAINTES (1)

a) LA MATIERE

Bien qu'il soit notoire que la matière n'est homogène que très rarement et isotrope qu'exceptionnellement, toute théorie qui s'échafaude à l'occasion des études de son comportement la postule homogène, peut-être parce qu'une telle théorie peut pour sa défense arguer de l'alibi des Intégrales et des Matrices.

Tous les matériaux auxquels un ingénieur fait appel ont été élaborés après fusion. Dans ces conditions, il n'existe pas de matériau qui reste après solidification en un état, assimilable à la surfusion ou plutôt à l'état colloïdal, où le solide présenterait toutes les propriétés d'un liquide qui aurait une viscosité considérable : cet état dit amorphe se caractérise par le fait qu'il est homogène et isotrope. En réalité le passage de la phase liquide à la phase solide se caractérise par le développement de germes qui conservent constamment une forme polyédrique, variable avec la nature de la matière. Le cristal ainsi formé est résolument anisotrope, et le matériau constitué par une juxtaposition plus ou moins anarchique de réseaux cristallins ne peut être homogène. Si certains métaux sont, conventionnellement, considérés comme homogènes et isotropes à l'échelle macroscopique, ils le doivent au fait qu'ils sont formés de cristaux microscopiques en arrangement parfaitement désordonné ! (fig. IX.A.1 a).

Quoi qu'il en soit, un tel magma possède en son sein une infinité de solutions de continuité. Si les calculs de résistance des matériaux s'accordent à peu près bien avec les résultats pratiques tant que les déformations restent dans le domaine parfaitement élastique, la raison en est que la résistance à la déformation provient alors de l'attraction intermoléculaire ; tout se passe comme si dans le développement de la fonction Déformation $F(d) = F_0(d) + F_1(d^2) + \dots$ on pouvait négliger tous les termes supérieurs au premier ordre.

---

(1) Etablies avec la collaboration de M. J-M BRUN, diplômé d'Etudes Supérieures.



Fig. IX. A. 1 a. - Aspect d'un cuivre recuit à grain de grosseur normale (grossissement : 100).



Fig. IX. A. 1 b. - Aspect d'un cuivre écroui (grossissement : 100).

(Documents S. N. C. F.)



Fig. IX. A. 1 a. - Aspect d'un cuivre recuit à grain de grosseur normale (grossissement : 100).



Fig. IX. A. 1 b. - Aspect d'un cuivre écroui (grossissement : 100).

(Documents S. N. C. F.)

Mais lorsque, les efforts croissant, la déformation devient plastique et résulte du déplacement relatif des atomes, se traduisant par des glissements irréversibles au sein du milieu cristallin, la représentation du phénomène n'est plus justiciable du calcul. On conçoit d'ailleurs que le résultat dépende étroitement de la rapidité avec laquelle sont appliqués les efforts, le retard à la déformation étant d'autant plus important que l'effort aura été appliqué plus soudainement. On pourra même enregistrer d'étonnants phénomènes de relaxation, la matière laissée à elle-même tendant à revenir à sa structure initiale : une partie du travail extérieur dépensé pour obtenir la déformation plastique en un temps donné fut absorbé par les atomes déplacés lesquels ont transformé en chaleur cette énergie excédentaire ; dans ces conditions, et sous réserve qu'il n'y ait pas eu d'énergie ainsi acquise libérée sous forme mécanique par arrachement intercristallin, le système tend à revenir vers son état initial en ramenant l'énergie interne absorbée à sa valeur minimale, conformément au principe que l'état n'est stable que si l'énergie libre, c'est-à-dire mécaniquement utilisable, est minimale à défaut d'être nulle.

Une nouvelle augmentation des efforts appliqués entraîne des modifications du réseau cristallin : le matériau s'adapte aux efforts en fonction de la direction de ceux-ci. C'est le phénomène de l'écrouissage, phénomène irréversible du fait que la cohésion atomique a été modifiée, qui se caractérise par une élévation de la valeur de l'effort limite de déformation élastique (fig. IX.A.1 b).

Au fur et à mesure que croissent les efforts appliqués à la pièce, les résultats du calcul s'éloignent de plus en plus de la réalité; lors de la rupture l'expérience donne fréquemment des valeurs de contraintes moyennes mille fois plus petites que celles de la théorie. L'hétérogénéité du matériau a, en effet, favorisé des amorces de rupture, en particulier au départ de la surface c'est-à-dire en des points où les irrégularités de forme viennent concourir à l'accumulation locale de contraintes. Ainsi Joffé a constaté que la résistance d'un cristal de sel gemme qui est ordinairement de 0,4 kg/cm^2 atteint 160 kg/cm^2 lorsqu'il a été trempé dans de l'eau chaude saturée de sel ; l'action de ce bain a été de niveler les irrégularités de surface et de permettre à la résistance de se rapprocher des 200 kg/cm^2 qu'indiquait le calcul théorique.

Au total, si en pratique toute rupture est due à un défaut de structure, on conçoit que, à caractéristiques structurales égales, une pièce rectifiée résiste mieux à la rupture qu'une pièce grossièrement usinée.

Mais lorsque, les efforts croissant, la déformation devient plastique et résulte du déplacement relatif des atomes, se traduisant par des glissements irréversibles au sein du milieu cristallin, la représentation du phénomène n'est plus justiciable du calcul. On conçoit d'ailleurs que le résultat dépende étroitement de la rapidité avec laquelle sont appliqués les efforts, le retard à la déformation étant d'autant plus important que l'effort aura été appliqué plus soudainement. On pourra même enregistrer d'étonnants phénomènes de relaxation, la matière laissée à elle-même tendant à revenir à sa structure initiale : une partie du travail extérieur dépensé pour obtenir la déformation plastique en un temps donné fut absorbé par les atomes déplacés lesquels ont transformé en chaleur cette énergie excédentaire ; dans ces conditions, et sous réserve qu'il n'y ait pas eu d'énergie ainsi acquise libérée sous forme mécanique par arrachement intercristallin, le système tend à revenir vers son état initial en ramenant l'énergie interne absorbée à sa valeur minimale, conformément au principe que l'état n'est stable que si l'énergie libre, c'est-à-dire mécaniquement utilisable, est minimale à défaut d'être nulle.

Une nouvelle augmentation des efforts appliqués entraîne des modifications du réseau cristallin : le matériau s'adapte aux efforts en fonction de la direction de ceux-ci. C'est le phénomène de l'écrouissage, phénomène irréversible du fait que la cohésion atomique a été modifiée, qui se caractérise par une élévation de la valeur de l'effort limite de déformation élastique (fig. IX.A.1 b).

Au fur et à mesure que croissent les efforts appliqués à la pièce, les résultats du calcul s'éloignent de plus en plus de la réalité; lors de la rupture l'expérience donne fréquemment des valeurs de contraintes moyennes mille fois plus petites que celles de la théorie. L'hétérogénéité du matériau a, en effet, favorisé des amorces de rupture, en particulier au départ de la surface c'est-à-dire en des points où les irrégularités de forme viennent concourir à l'accumulation locale de contraintes. Ainsi Joffé a constaté que la résistance d'un cristal de sel gemme qui est ordinairement de 0, 4 kg/cm^2 atteint 160 kg/cm^2 lorsqu'il a été trempé dans de l'eau chaude saturée de sel ; l'action de ce bain a été de niveler les irrégularités de surface et de permettre à la résistance de se rapprocher des 200 kg/cm^2 qu'indiquait le calcul théorique.

Au total, si en pratique toute rupture est due à un défaut de structure, on conçoit que, à caractéristiques structurales égales, une pièce rectifiée résiste mieux à la rupture qu'une pièce grossièrement usinée.

b) CONTRAINTES ET DEFORMATIONS

Le matériau d'une pièce soumise à un effort F de nature quelconque supporte de ce fait des contraintes.

La contrainte est un concept abstrait qui s'exprime en kg-force par millimètre carré et dont la manifestation est la déformation de la pièce. Etant donné qu'on analyse des efforts intérieurs, il faut pour les mettre en évidence opérer un fractionnement imaginaire de la pièce. Si, par la pensée, nous séparons un corps quelconque en deux parties A et B, le volume B exerce sur la surface de séparation fictive liée à A un ensemble de forces. En un point M_A de la surface Σ ainsi considérée, on appelle contrainte l'effort par unité de surface s'exerçant dans la direction normale à Σ ; étant donné que par M_A on peut faire passer une infinité de surfaces telles que Σ, le point M_A est soumis à une infinité de contraintes s'exprimant en rayons vecteurs d'amplitudes différentes mais variant continûment si le matériau est continu. Si le matériau est homogène et isotrope les déformations provoquées par ces contraintes varient proportionnellement à celles-ci tant que nous restons dans le domaine élastique.

L'expérience consistant à soumettre une sphère métallique à une compression hydrostatique prouve que, dans ce cas, il n'existe ni limite élastique ni limite de rupture pour le matériau de la sphère ; les contraintes régnant alors en un point quelconque de la sphère se réduisent à un vecteur dirigé selon le rayon de la sphère ; au sein de cette sphère n'existent donc que des contraintes ayant même direction que l'effort, contraintes dites normales. Lorsque, comme c'est le cas en général, existe une composante des contraintes qui est perpendiculaire à la direction de l'effort, cette composante est dite contrainte tangentielle.

Toute déformation implique la présence de contraintes tangentielles, lesquelles par exemple provoquent la striction lors de l'essai de traction.

Les principaux facteurs qui influent sur le comportement d'un matériau qui, composé d'un agrégat cristallin et d'un liant amorphe, s'apparente à l'échelle près à du béton sont :

- La résistance intrinsèque du milieu amorphe
- La résistance intrinsèque du milieu cristallin
- L'adhérence entre les deux milieux
- Les rigidités relatives des deux milieux
- La forme des cristaux.

Les lignes de force créées par un effort d'origine et de nature quelconques ne peuvent dans ces conditions être rectilignes et tout effort implique l'apparition de contraintes tangentielles.

La nature de la déformation subie sous l'effort $\vec{F}$, qui peut être le propre poids de la pièce, est dans son essence :

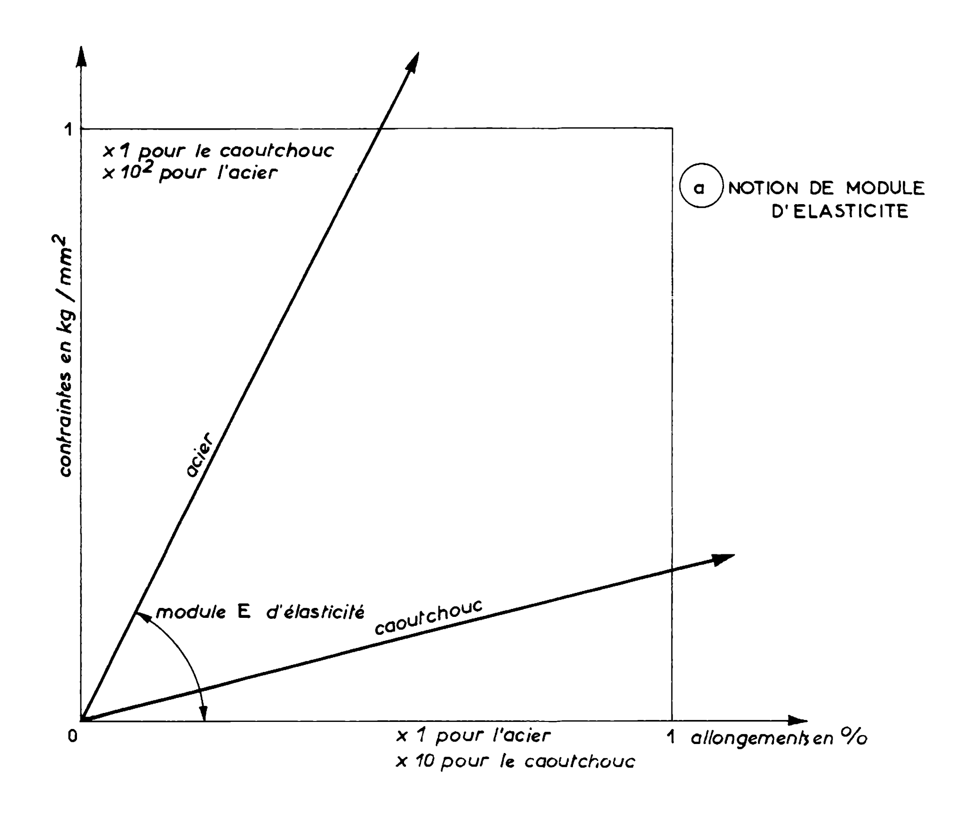
α) Soit élastique et par suite temporaire. Dans ce cas la déformation s'établit en un temps pratiquement nul - l'effort se propageant élastiquement dans la pièce à la vitesse du son - et atteint une valeur bien déterminée ; elle ne subsiste que pour autant que l'effort reste appliqué ; elle disparaît complètement et presque instantanément quand la force disparaît. Le matériau ne conserve aucun souvenir apparent des modifications subies.

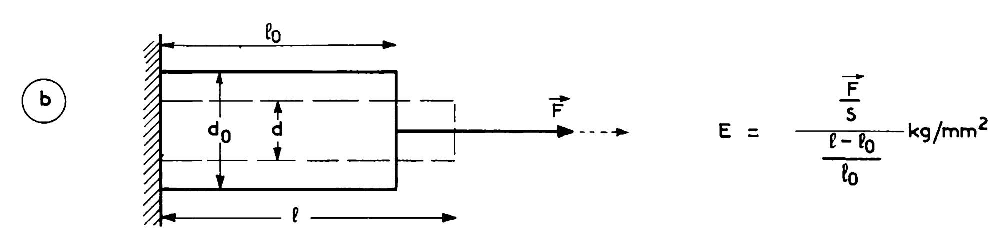
β) Soit plastique et par suite permanente. Dans ce cas une déformation subsiste après cessation de l'effort ; il a donc fallu que se soit pour le moins produit l'un au moins des deux phénomènes suivants : glissement dans le milieu cristallin, écoulement dans le milieu amorphe.

En pratique pour la presque totalité des matériaux utilisés dans l'industrie aucune de ces déformations n'existe à l'état pur, quelle que soit la valeur de l'effort. En réalité, pour une température donnée, tout matériau, lorsque l'effort appliqué va croissant, passe progressivement et plus ou moins rapidement de l'état de déformation élastique à l'état de déformation plastique. Les mécanismes qui interviennent, pour une valeur de contrainte donnée, dépendent essentiellement, pour un matériau de composition donnée, de la structure de la matière : homogénéité, pourcentage et dimensions des grains cristallins ...

En fait au début de l'application d'un effort croissant tous les matériaux réagissent, plus ou moins longtemps, d'une manière semblable ; ils ne diffèrent entre eux que par l'amplitude de l'effort qu'il faut appliquer pour obtenir la première unité de déformation élastique (fig. IX.A.2a).

Le gradient d'effort de traction en fonction de la déformation est le module d'élasticité E, souvent appelé module d'Young ; ce module caractérise la contrainte normale qu'il faut appliquer à un corps homogène pour obtenir un allongement unitaire (fig. IX.A.2b). On définit de même un module de rigidité G, caractérisant la contrainte tangentielle qu'il faut appliquer à un corps homogène pour obtenir une déformation angulaire donnée (fig. IX.A.2c) ; G est un gradient d'effort au cisaillement.





c

α $\vec{F}$

$$G = \frac{\frac{\vec{F}}{S}}{\alpha\,(\text{radians})}\ \text{kg/mm}^2$$

$$\mu = -\frac{\frac{d - d_0}{d_0}}{\frac{\ell - \ell_0}{\ell_0}}$$

$$\left(V = \pi d^2 \ell\ ;\ dV > 0\ :\ -2\,(d - d_0)\,\ell_0 + d_0\,(\ell - \ell_0) > 0 \text{ soit } \mu < \frac{1}{2}\right)$$

Fig. IX. A. 2. - Déformations et modules de déformation.

Si le matériau est isotrope, E et G sont liés par une relation :

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

μ étant le rapport de la contraction transversale à la dilatation longitudinale, généralement appelé coefficient de Poisson ; μ égal à 0,30 pour l'acier, 0,33 pour le cuivre, 0,43 pour le plomb est toujours inférieur à 0,5 puisque le volume d'un matériau augmente sous l'effet d'une traction.

On doit insister sur le fait que cette relation n'existe que pour autant que le matériau est isotrope. Si l'anisotropie des matériaux utilisés en mécanique est loin d'atteindre celle des bois fibreux, elle n'en reste pas moins très réelle dans le cas des aciers laminés, tréfilés...

Si le module d'élasticité en compression diffère assez peu en général du module d'Young, par contre les contraintes correspondant aux limites d'élasticité et de rupture sous traction ou sous compression sont généralement différentes, surtout dans le cas des métaux travaillés à froid ; ces différences s'accentuent d'ailleurs sous l'effet de minimes additions : ainsi en construction aéronautique les additifs des alliages d'aluminium diffèrent selon que l'alliage est destiné à la fabrication d'intrados ou d'extrados.

c) ALLURE DES DEFORMATIONS SOUS L'EFFET DES CONTRAINTES MECANIQUES

Considérons le cas général d'une éprouvette soumise à un effort de traction et établissons le diagramme (allongements, contraintes).

Tant que $\vec{F}$ est faible, la relation entre ΔF et ΔL est linéaire, le matériau est parfaitement élastique, le module d'élasticité E est exprimé par la tangente de l'angle $(\widehat{OA_1, O\Delta L})$ (fig. IX.A.3a). Dans le domaine des métaux, la valeur limite $\vec{F}_1$ au-delà de laquelle le matériau n'est plus parfaitement élastique ne peut, sauf pour les aciers à faible teneur en carbone, être déterminée avec précision. Mais pour l'ingénieur l'élasticité n'est pas la propriété fondamentale d'une transformation réversible univoque ; elle est, avant tout, la propriété capitale du retour complet à la longueur initiale après cessation de l'effort : ainsi le processus d'effort qui donnerait lieu à la transformation OA_1A_2BO (fig. IX.A.3a) intéresserait une éprouvette ayant subi une

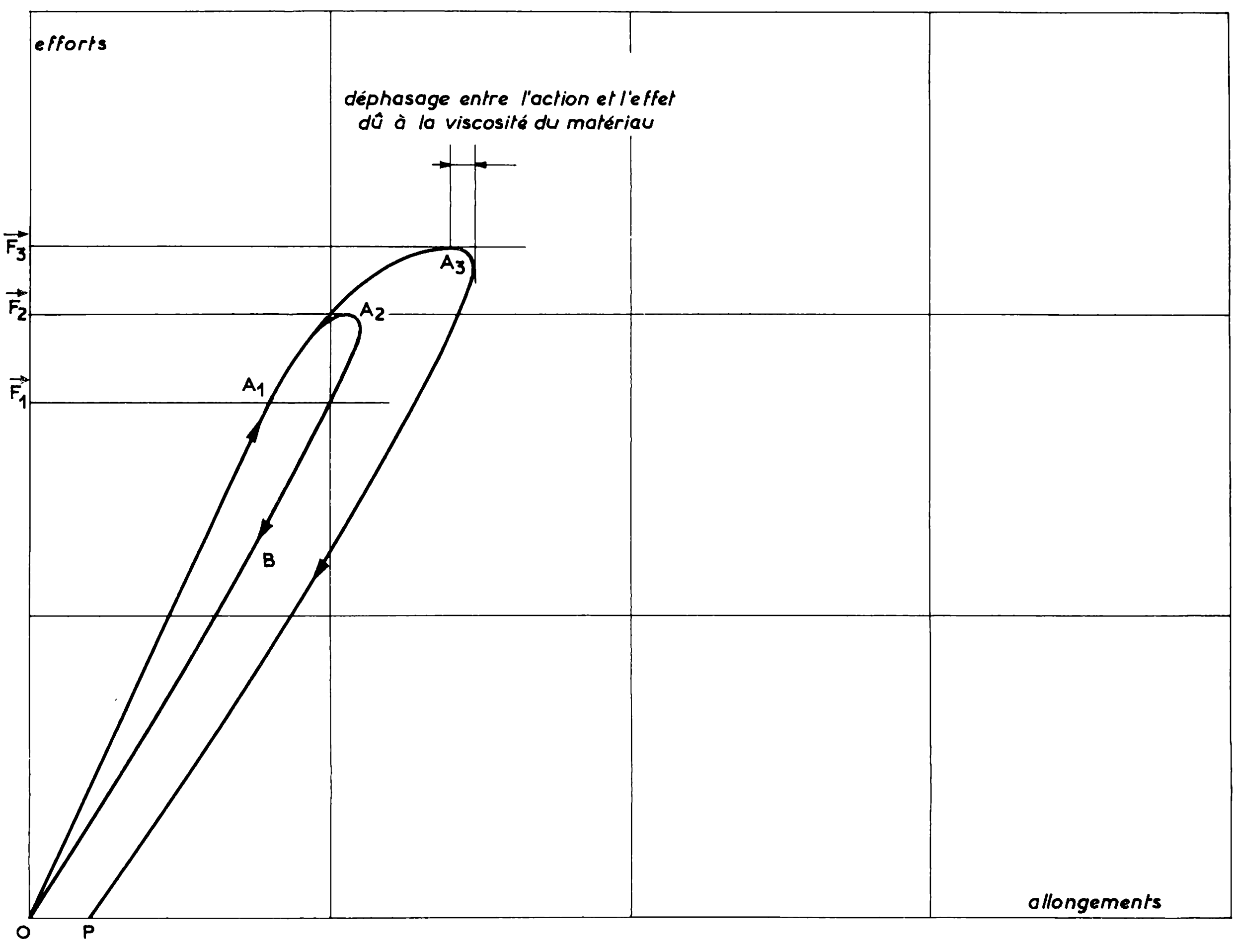


Fig. IX. A. 3 a. - Diagramme de l'allongement d'un métal ductile en fonction de l'effort exercé.

déformation encore considérée industriellement comme élastique parce que la somme des liaisons purement élastiques subsistant au sein du corps après cessation de $\vec{F}$ est restée suffisante pour annuler la somme des déformations plastiques créées au sein du matériau.

Mais si l'effort est poussé jusqu'en $\vec{F_3}$, une déformation OP subsiste après cessation de l'effort. La force $\vec{F'}$ ($\vec{F_2} < \vec{F'} < \vec{F_3}$) qui détermine le plus petit déplacement rémanent mesurable caractérise la limite élastique physique : on choisit généralement $OP_{minimal}$ égal à 0, 02 de la longueur initiale de l'éprouvette bien qu'il eût été préférable de l'exprimer en fonction de ΔL ; la force $\vec{F'}$, ramenée à l'unité de surface de section droite, est la limite physique d'élasticité R_e (on dit aussi limite pratique, ou apparente).

Si nous soumettons derechef l'éprouvette à une charge progressive on constate parfois un accroissement de la limite R_e : ce phénomène dit écrouissage est assez sensible avec certains aciers.

Une fois dépassée la contrainte R_e, la déformation plastique prend des valeurs croissantes puis se localise dans une région très limitée dans laquelle la section diminue rapidement. De ce fait les contraintes dans la section minimale réelle croissent jusqu'à une contrainte pour laquelle a lieu la rupture (fig. IX.A.3 b). Conventionnellement on rapporte les contraintes à la section initiale de l'éprouvette et la valeur R exprimée est celle de la contrainte maximale conventionnelle. Lorsque les points A et B (fig. IX.A.3 b) sont voisins, le matériau est fragile. La ductilité, c'est-à-dire l'aptitude du matériau à supporter sans se rompre un grand allongement permanent, est conventionnellement exprimée par l'allongement à la rupture exprimé en pour-cent de la longueur initiale. Alors que la ductilité de la fonte est nulle, celle du fer pur recuit est de 48 % avec $R_e \simeq 30$ et $R \simeq 50$ et celle du cuivre recuit de 58 % avec $R_e = 5$ et $R = 32$.

La malléabilité est la faculté, allant de pair avec la ductilité, de subir sans se rompre une compression plastique . On conçoit toute l'importance que présente à cet égard la structure du matériau et les caractéristiques des milieux cristallisé et amorphe.

Si la ductilité et la malléabilité rendent compte de l'importance du travail à froid que peut supporter le matériau, caractéristique particulièrement intéressante pour le métallurgiste, elles rendent compte également, fait capital pour le constructeur mécanicien, de l'aptitude du matériau à adoucir les pointes de contraintes locales par

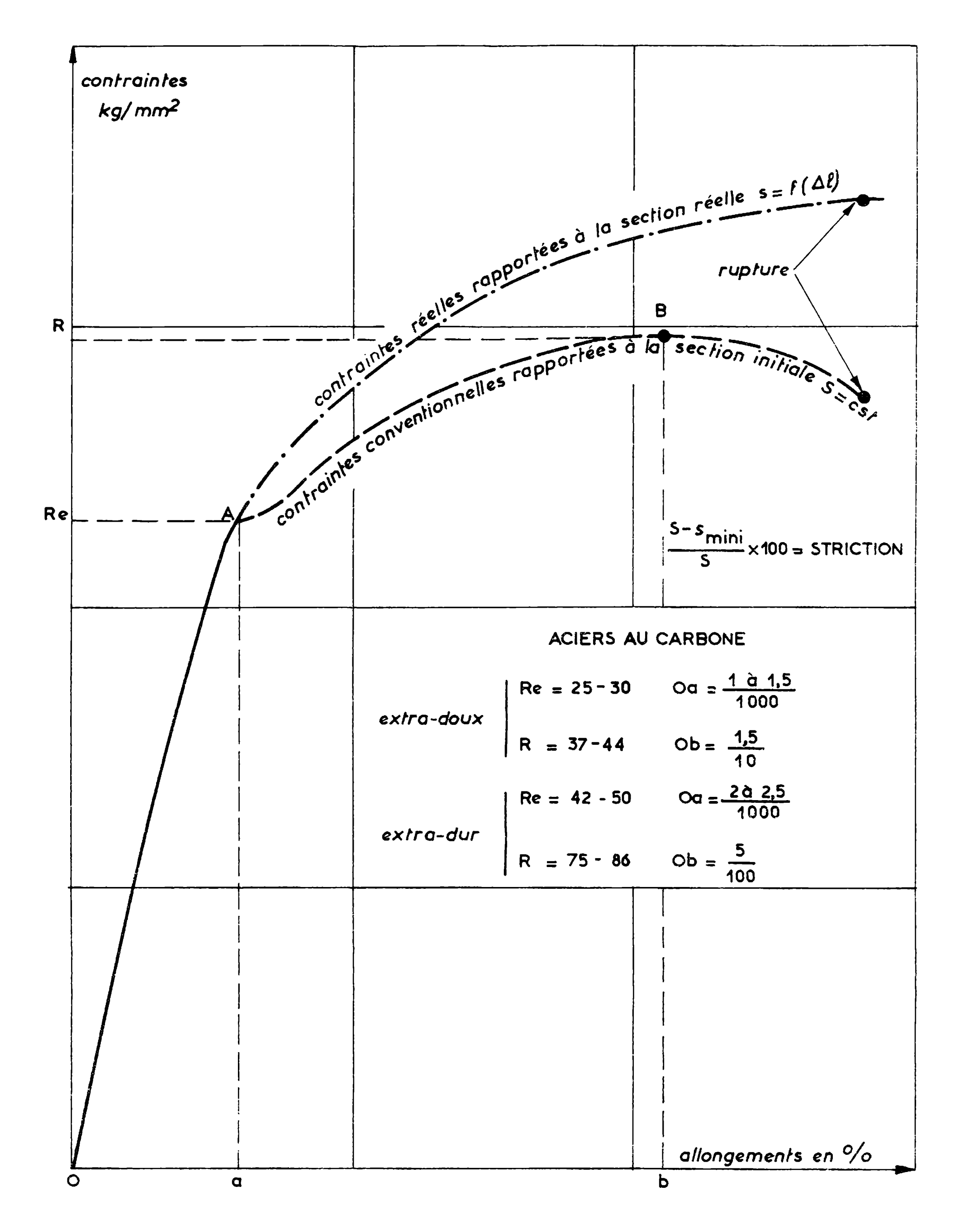


Fig. IX. A. 3 b. - Contraintes réelles provoquées par un effort dépassant la limite élastique dans un matériau très ductile.

redistribution des efforts au sein même du matériau. En pratique lorsque le rapport R/R_e est inférieur à 1,35 il faut porter une attention toute particulière aux zones de concentration de contraintes et ne pas perdre de vue l'intérêt de recourir à des aciers plus ductiles même si leurs caractéristiques mécaniques sont inférieures.

d) LES GRANDES DEFORMATIONS

Les lois de la théorie générale de l'élasticité ne s'appliquent que si les efforts sont suffisamment faibles pour que les déformations leur soient proportionnelles.

De nombreux matériaux modernes et non des moindres, en particulier les aciers spéciaux, peuvent, sous des efforts limités, être l'objet d'allongements élastiques relativement importants, en l'occurrence cinq fois supérieurs à ceux des aciers au carbone, tels que les résultats du calcul et ceux de l'expérience puissent apparaître divergents.

Les problèmes d'assemblages fonctionnant sous charge sont, en fait, commandés par ces amplitudes de déformation.

Rappelons que la déformation δ d'une poutre soumise à flexion est :

- Proportionnelle :
  - à la charge $\vec{P}$
  - au cube de la distance entre appuis L
- Inversement proportionnelle :
  - au module d'élasticité E du matériau
  - au moment d'inertie I de la pièce :

$$\delta = K \frac{\vec{P} L^3}{E I} = K' \frac{\vec{P} L^3}{E b h^3}$$

La rigidité d'une pièce de volume V = L . b . h peut être définie en fonction :

- D'un paramètre spécifique du matériau : E
- De son volume V (ou de son poids)
- Du carré du facteur (h/L^2), critère de forme

$$\mathcal{R} = \varphi_1 \left[E,\ V,\ \left(\frac{h}{L^2}\right)^2 \right]$$

La charge maximale admissible pour que la pièce reste dans le

domaine élastique apparent dépend :

De la limite élastique du matériau R_e
De son volume
Du critère de forme

$$\sigma_M = \varphi_2 \left[R_e, V, \frac{h}{L^2} \right]$$

La fréquence naturelle de la vibration transversale ne dépend que :

- D'un paramètre spécifique du matériau: $\sqrt{\frac{E}{\varpi}}$
- Du critère de forme $\frac{h}{L^2}$

$$\mathcal{F} = \varphi_3 \left[\sqrt{\frac{E}{\varpi}}, \frac{h}{L_2} \right]$$

Le rôle de l'ingénieur est de déterminer un compromis entre ces diverses caractéristiques ; ce faisant il doit, en particulier, ne pas perdre de vue qu'une augmentation de rigidité à poids égal peut devenir une cause de rupture puisque, toutes choses égales par ailleurs :

- Il est conduit en cas de déformation d'amplitude imposée (cas de la mise en place des segments) à soumettre la pièce à un effort fléchissant tel que soit dépassée la limite élastique ;
- En cas de chocs l'énergie doit être absorbée dans un volume restreint au sein duquel les contraintes pourront devenir exagérées.

Donc, surtout dans le cas des matériaux non ductiles, toute augmentation du module d'élasticité doit s'accompagner d'une augmentation de la limite élastique.

La valeur de l'allongement maximal que peut supporter un matériau auquel on impose de rester dans le domaine élastique est sensiblement égale à R_e/E, ou facteur de Modell ; ce nombre qui, sous certaines réserves, est homologue à la dureté Brinell, Vickers ou Rockwell donne une idée de l'ampleur limite des déformations admissibles ; on retrouve donc bien la notion commune de métal dur et de métal mou, laquelle tient compte, par surcroît, de la ductilité.

Au total tout matériau isotrope se caractérise dans le domaine industriel par trois groupes de critères fondamentaux dont les valeurs doivent être connues en fonction des températures d'emploi :

- Les modules des déformations types :
  Module d'élasticité en traction E
  Module de rigidité G
  Module d'élasticité en compression E_c

- Les contraintes limites de déformation persistante :
  La limite élastique à la traction R_e, à la compression R_{ec}
  La limite au cisaillement C_e
- Les déformations élastiques limites :
  Longitudinales R_e/E et R_{ec}/E_c
  Transversale C_e/G

et par un critère secondaire : la ductilité R_e/R
la malléabilité R_{ec}/R_c.

DUCTILITE DE QUELQUES METAUX

	R_e	R	R/R_e	A %	E
Fil d'acier doux					
écroui	65	96	1,45	6	20 000
recuit à 700°C	24	44	1,8	27	
Acier de moulage extra-doux avec moins de 0,5 % de Si et Al	32	56	1,75	18	22 000
Acier fondu au creuset (corde à piano, poinçons)	60	130 à 200	2,18 à 3,3	10 à 8	28 000
Cuivre laminé					
écroui	24	40	1,66	5 à 2	11 000
recuit à 700°C	6	23	3,85	40	
Laiton laminé (67 Cu, 33 Zn)					
écroui	35 à 50	50 à 65	1,45 à 1,3	7 à 5	7 000
recuit à 700°C	8	32	4	67	
Bronze (9 Cu, 1 Sn)	8	25	3,1	6	6 000
Duralumin corroyé et trempé	25 à 30	40 à 44	1,6 à 1,5	24 à 16	7 500

Le rapport de la déformation obtenue sous l'effort à envisager aux valeurs (R_e/E ...) donne une idée du taux de sécurité avec lequel le matériau est employé.

Donc, lorsqu'on remplace une pièce soumise à contrainte par

déformation

temps

efforts

0

temps

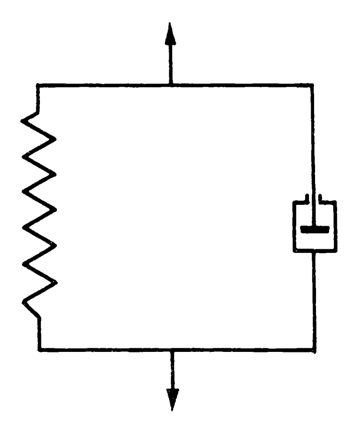


Fig. IX. A. 4. - Déformation élastico-visqueuse.

une autre élaborée dans un matériau différent, il importe de conserver, pour le moins, la valeur R_e/E (ou en règle générale le rapport Effort/Section x 1/Module de déformabilité) initiale. Rappelons que les segments de piston sont soumis, lors de leur mise en place, à des déformations considérables soumettant les fibres de la face intérieure à des tensions de l'ordre de la limite de rupture : toute augmentation de la bande doit, si elle est effectuée à section constante, c'est-à-dire par augmentation du module d'élasticité du matériau constitutif, entraîner une augmentation proportionnelle de la contrainte de rupture.

Dans le domaine des ressorts de soupape revêtus d'un vernis isolant il est indispensable que le rapport R_e/E du vernis soit au moins égal à R_e/G de l'acier utilisé.

Le dépassement du domaine élastique provoque des déformations modifiant toutes les propriétés initiales de la partie atteinte,d'autant plus que la transformation plastique s'accompagne toujours de dégagement thermique. Ces modifications de propriété définissent l'état d'écrouissage : dans l'acier, lequel est un agrégat cristallin désordonné, toute sollicitation renouvelée dépassant la limite élastique produit un dérangement progressif de la structure d'origine au fur et à mesure que les cristaux épuisent, en se déplaçant, leurs possibilités de glissement interne : le métal écroui offre une résistance plus grande à la déformation : son module d'élasticité augmente. Cet écrouissage communique au métal des propriétés supplémentaires de dureté mais il le fragilise et cette fragilité s'accroît fréquemment dans le temps. Le métal doit subir un réchauffement de recristallisation qui rétablit la structure d'origine.

e) VARIATION DE LA LOI DEFORMATION-EFFORT EN FONCTION DE LA VITESSE D'APPLICATION DE L'EFFORT. SON EVOLUTION EN FONCTION DE LA TEMPERATURE

α) Efforts minimes

En fait, même pour des efforts qui laissent le matériau dans le domaine de l'élasticité apparente, l'allure de la déformation de l'éprouvette en fonction du temps se traduit par une courbe qui n'est pas homologue à la variation Effort = f(temps) et ce même lorsque l'effort est appliqué brusquement, c'est-à-dire en une fraction de seconde pour la plupart des matériaux de construction (fig. IX.A.4).

On constate une déformation retardée et tout se passe comme si

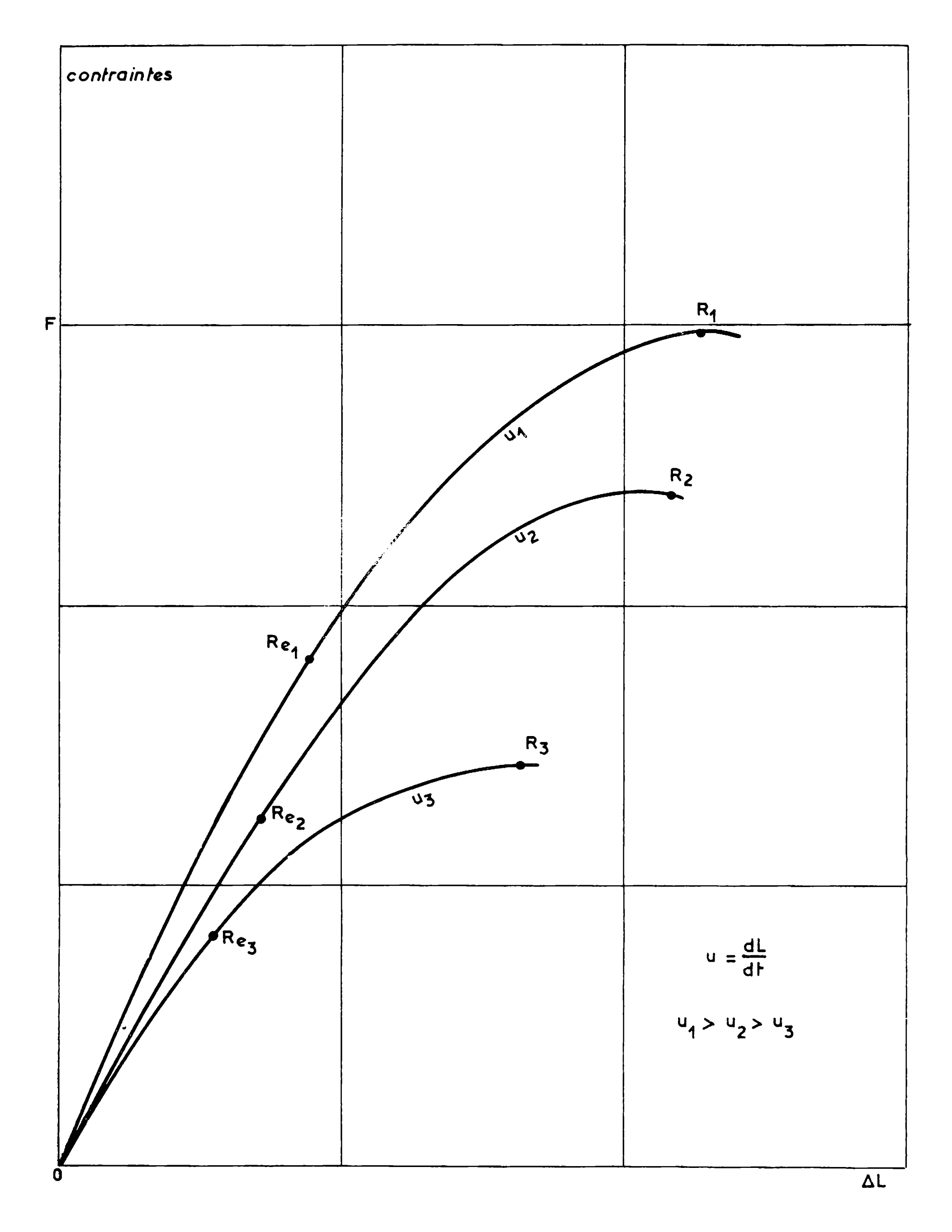


Fig. IX. A. 5 a. - Variation des caractéristiques mécaniques en fonction de la vitesse d'allongement.

l'effort s'exerçait sur un système hétérogène comprenant en parallèle :

- Un ressort de raideur égale à E
- Un amortisseur de viscosité μ (1).

La contrainte créée par un effort ayant provoqué la déformation x est :

$$\sigma = Ex + \mu \frac{dx}{dt}$$

Le premier terme dépend de l'amplitude de l'effort.

Le second terme dépend de son régime d'application.

Le coefficient μ/E caractérise le retard apporté à l'apparition de la déformation.

Une partie de l'énergie développée durant le temps d'application de l'effort s'est dissipée en frottement et en chaleur ; le rapport énergie dissipée/énergie développée varie évidemment :

- Avec la nature du matériau | de l'ordre de 1/1 000 pour les aciers
| de l'ordre de 1/100 pour les fontes
- Avec la température du matériau, μ variant avec θ
- Avec le temps d'application de l'effort.

Donc, si les efforts varient cycliquement dans le temps, la valeur de ce rapport varie avec la fréquence de la variation : l'effet d'amortissement des vibrations dépend donc de la nature du matériau et de la fréquence d'excitation.

β) Efforts importants

Une mise en tension très rapide peut ne pas permettre que toutes les décohésions caractérisant la limite d'élasticité physique aient eu le temps de se manifester : cette limite est donc d'autant moins élevée que $dL/dt = f\,(dF/dt)$ est plus lent : le phénomène est particulièrement net pour le plomb.

Donc à chacune des courbes $\sigma = \varphi\,(\Delta L,\ dL/dt)$ (fig. IX.A.5a) correspondent :

- Une limite d'élasticité R_e
- Une contrainte de rupture R.

---

(1) La même lettre μ est attribuée officiellement comme symbole :
- En résistance des matériaux, du coefficient de Poisson ;
- En mécanique des fluides, de la viscosité dynamique.

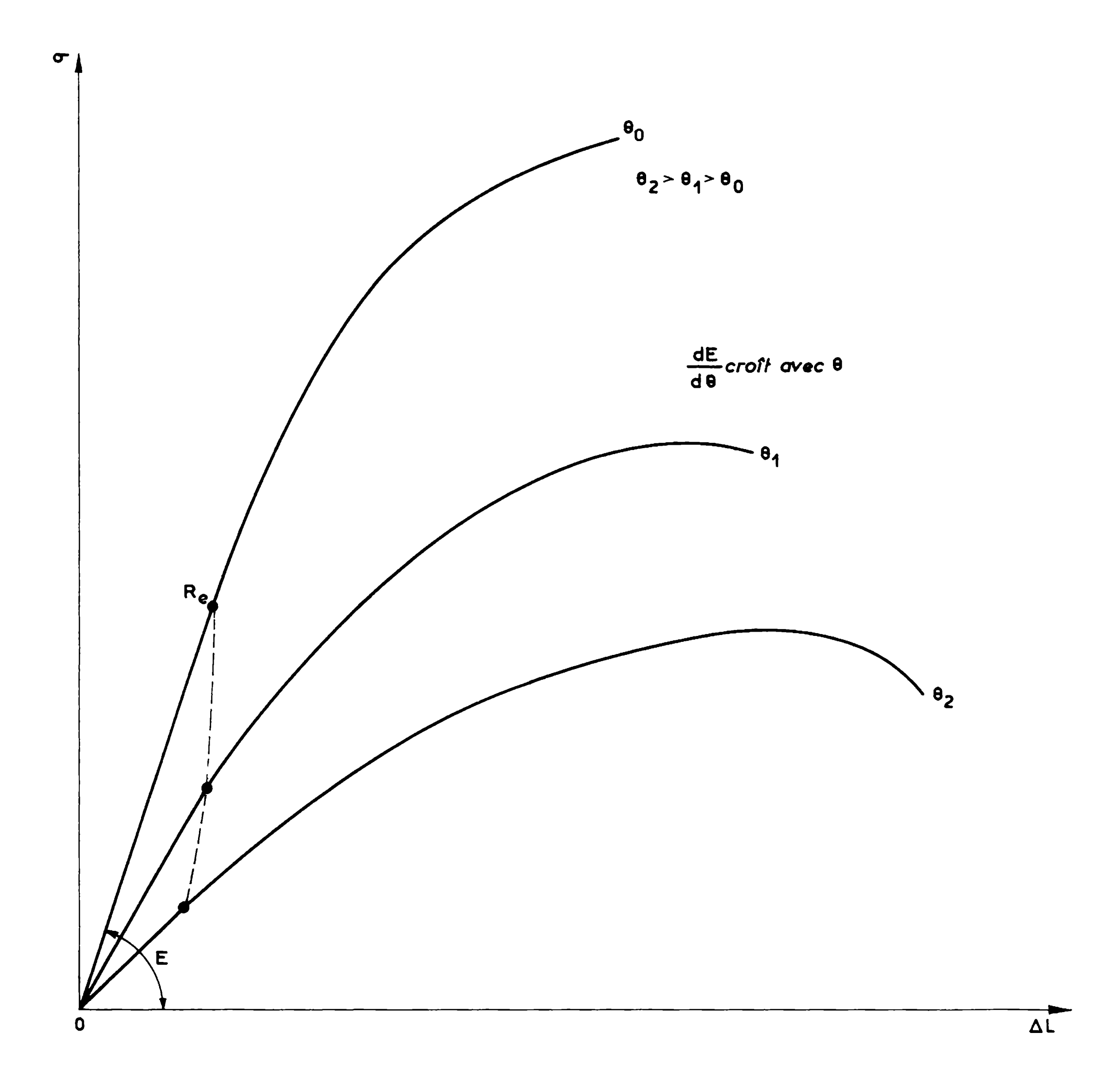


Fig. IX. A. 5 b. - Variations des caractéristiques mécaniques en fonction de la température de l'éprouvette.

Par ailleurs, pour une allure donnée de mise en tension, les courbes (contraintes-allongement) se déplacent et se déforment en fonction de la température (fig. IX.A.5b).

Les caractéristiques mécaniques d'un matériau varient directement avec la température ; toute augmentation de celle-ci, ayant pour effet :

- De diminuer les forces de cohésion intracristallines
- De diminuer la viscosité du milieu amorphe,

abaisse tant la limite d'élasticité et la résistance à la rupture que le module d'élasticité en même temps qu'elle augmente généralement la ductilité (fig. IX.A.5b et IX.A.9a, b, c).

On constate de plus que l'influence du gradient de tension diminue au fur et à mesure que décroît la température. Mais la variation générale reste conforme au type représenté en figure IX.A.5c.

γ) Relaxation et fluage

1.- Revenons à l'éprouvette à laquelle on a fait subir un allongement ΔL en exerçant un effort $\vec{F}$. Maintenons ΔL en en bloquant les deux extrémités ; σ diminuera suivant une loi exponentielle en tendant vers une valeur σ_ℓ, caractérisant la réaction d'équilibre de l'allongement ΔL.

En fonction de ΔL croissant, on établit une série d'asymptotes horizontales $\sigma_{\ell 1}$, $\sigma_{\ell 2}$ ... d'ordonnées croissantes (fig. IX.A.6a) jusqu'à une valeur $\sigma_{\ell n}$ au-delà de laquelle l'ordonnée de l'asymptote diminue avant de disparaître complètement.

Si la loi d'application de $\vec{F}$ a été telle que, à chaque instant, la vitesse d'allongement $d\Delta L/dt$ a correspondu à la vitesse de relâchement pour l'effort considéré, le matériau est resté constamment en équilibre. La charge de rupture que l'on déterminerait dans ces conditions serait la plus faible que l'on pourrait trouver : la valeur ainsi obtenue est souvent la limite physique de rupture.

2.- Si au lieu de maintenir ΔL et de mesurer la diminution de σ on conserve $\vec{F}$ et que l'on mesure la variation de l'allongement, nous constatons (fig. IX.A.7) que, à partir d'une force $\vec{F}_n$, l'asymptote cesse de rester parallèle à l'axe de temps : la limite de fluage est dépassée. Nous avons ainsi une autre méthode pour déterminer la limite physique de rupture.

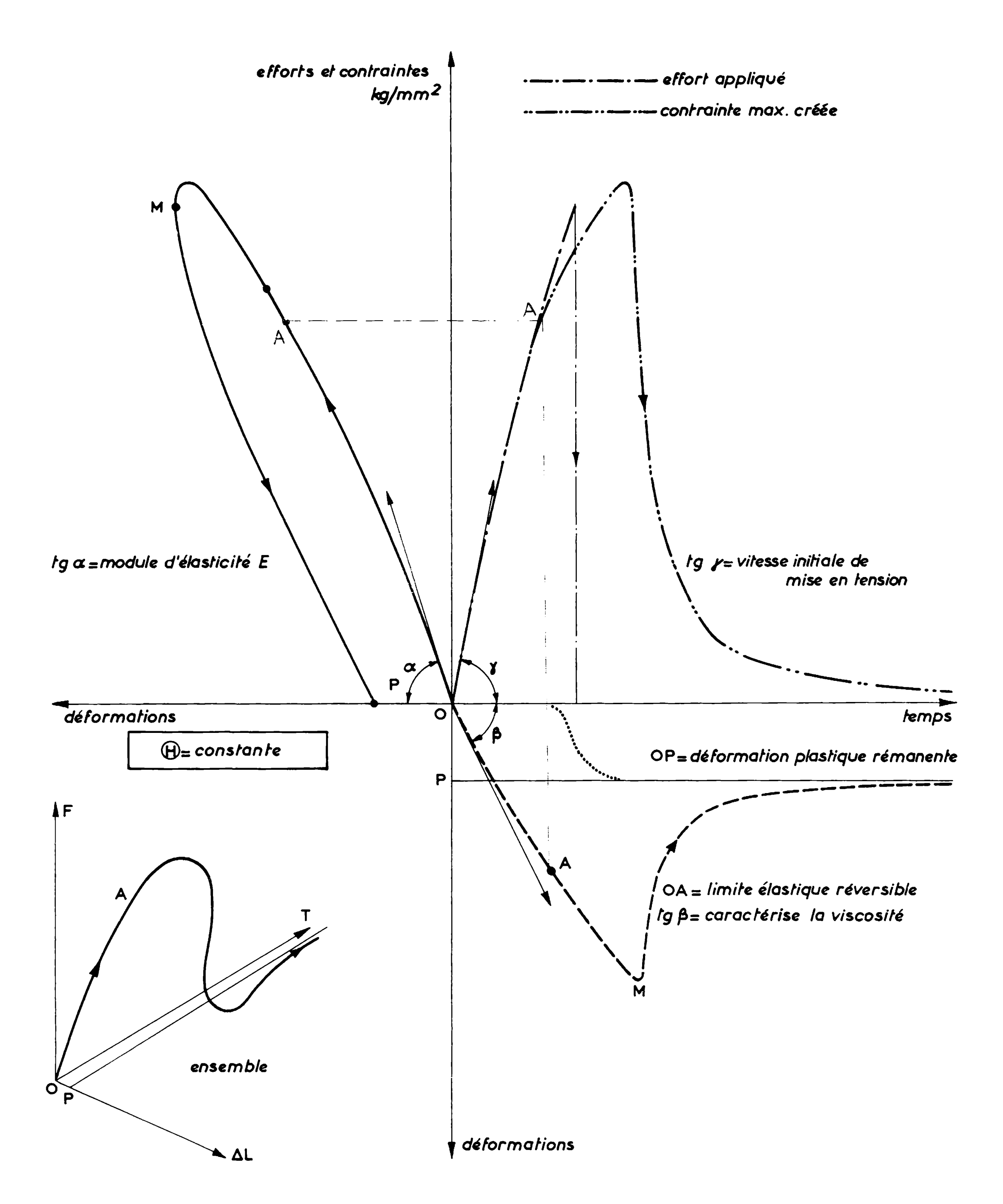


Fig. IX. A. 5 c. - Loi de déformation (en fonction des efforts et du temps) à température Θ donnée.

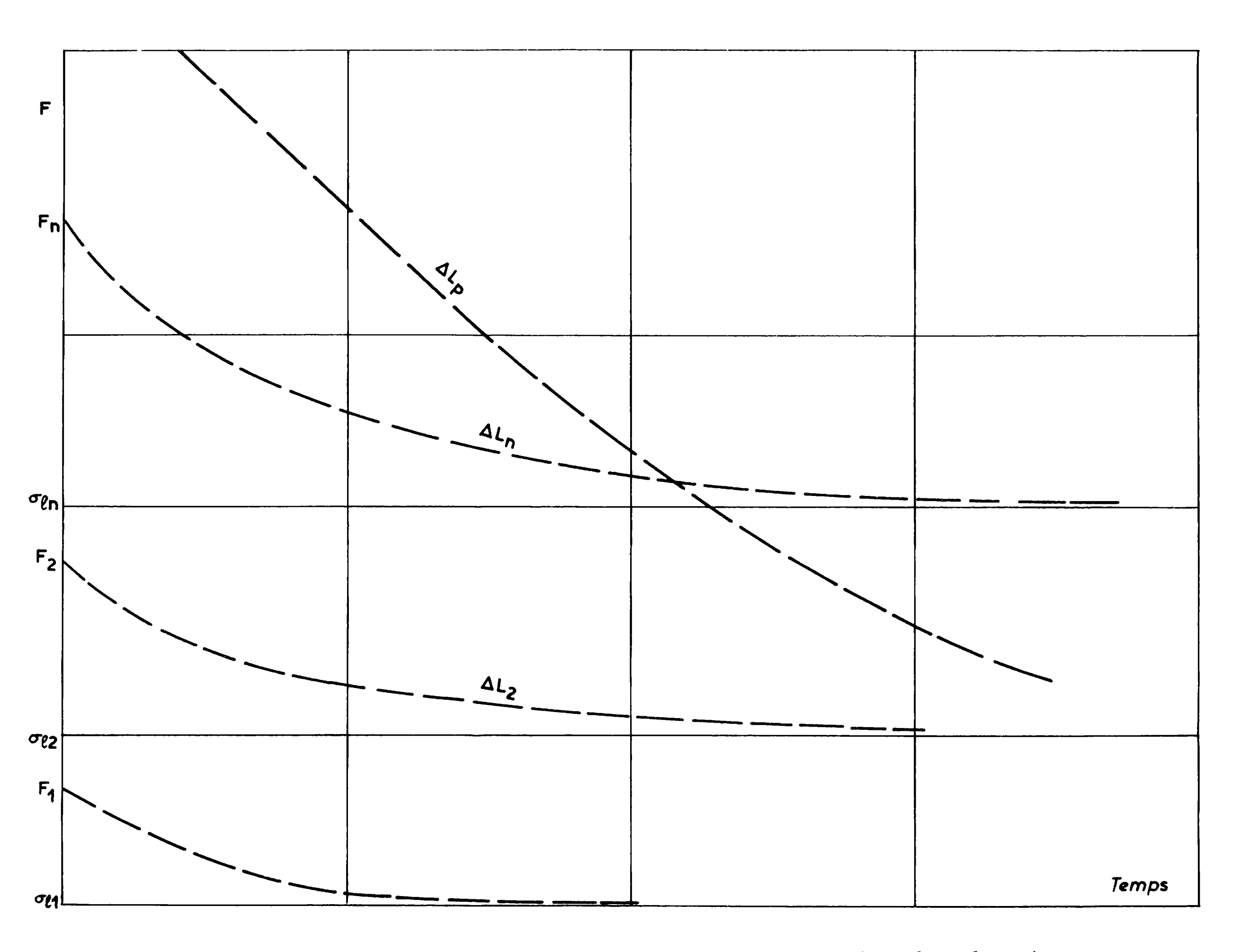


Fig. IX. A. 6 a. - Courbes F = fonction de (ΔL, t) ou courbes de relaxation.

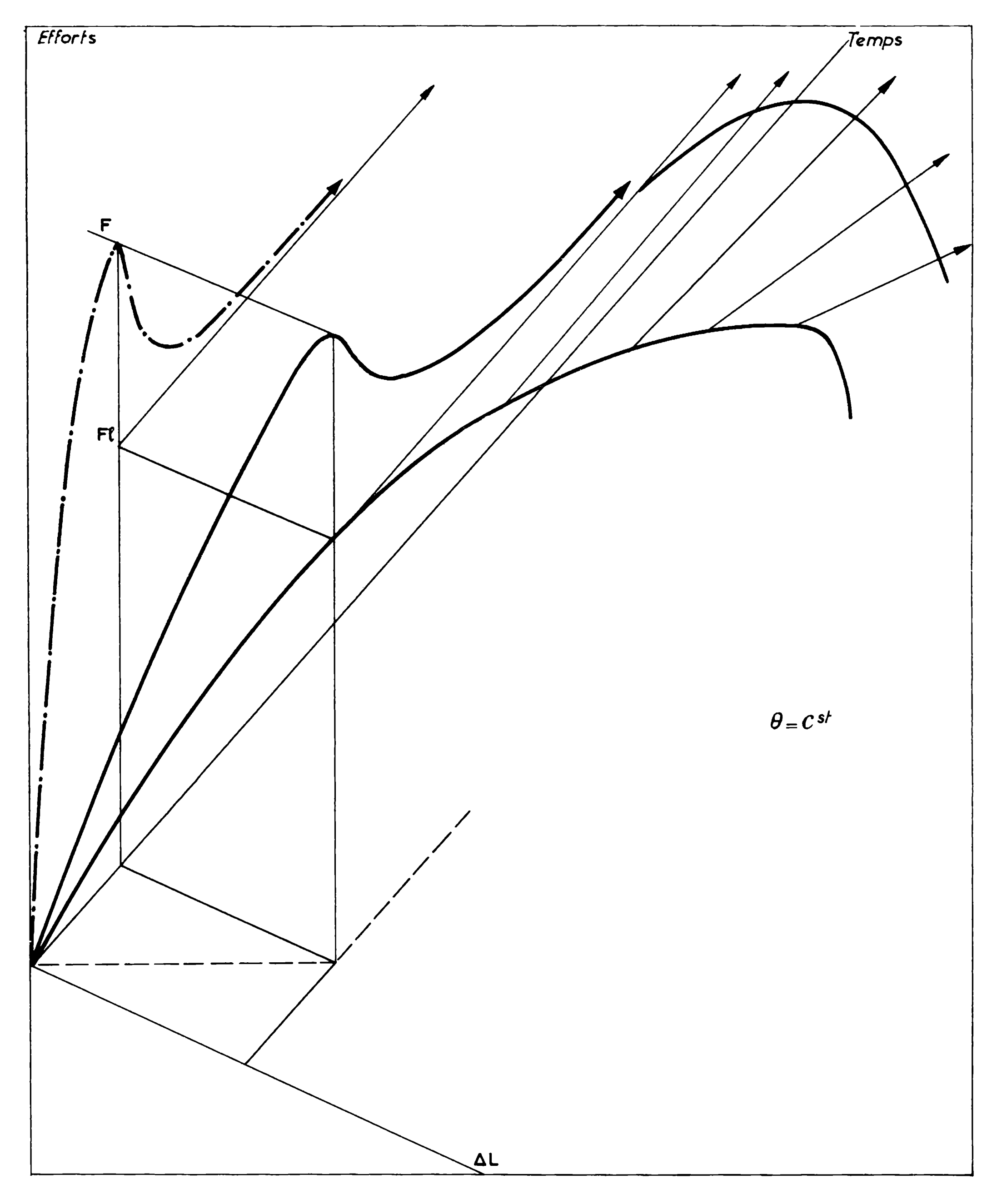


Fig. IX. A. 6 b. - Allure dans le temps des relaxations (Δ L = C^{st}) pour F_{max} croissantes.

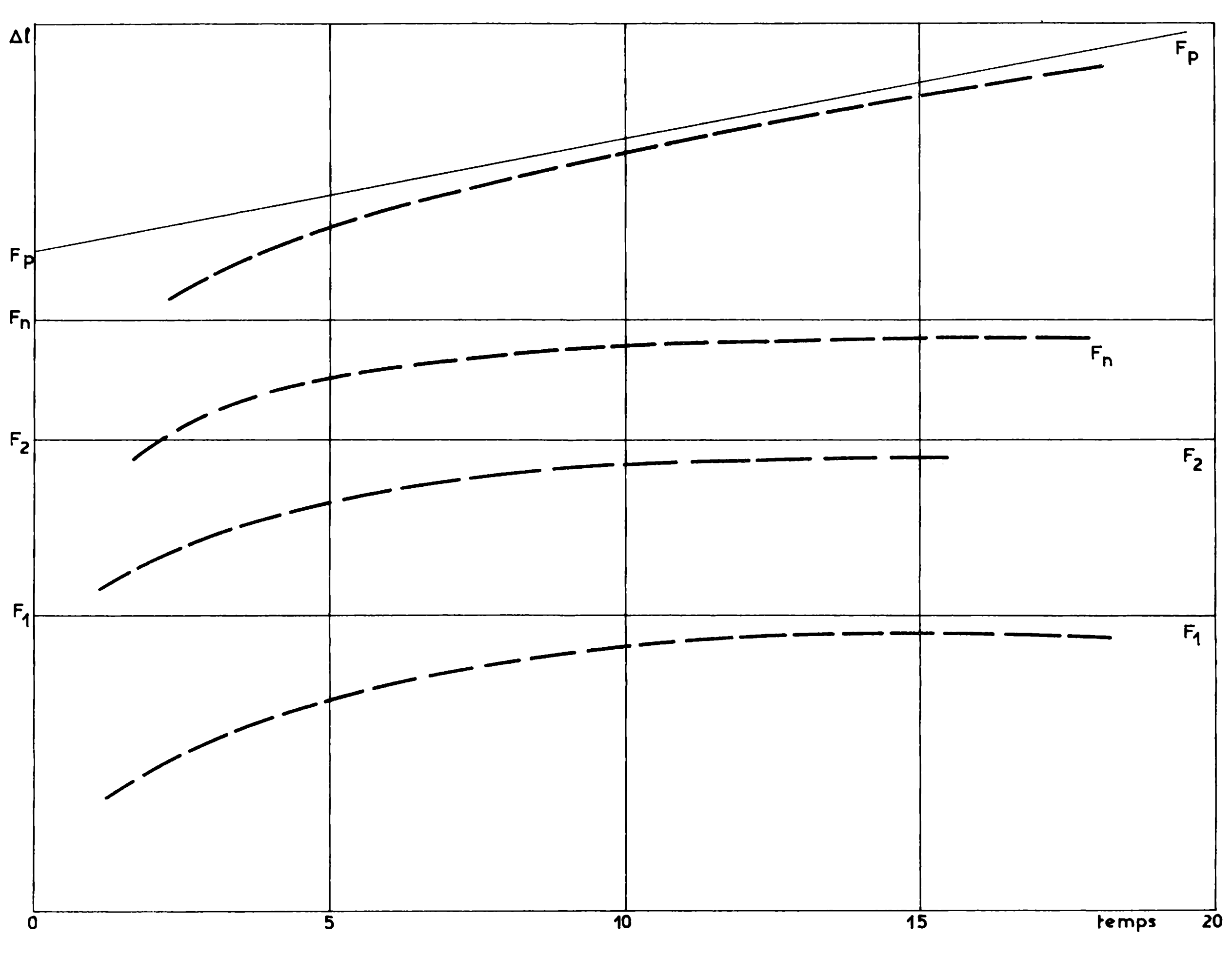


Fig. IX. A. 7 a. - Courbes $\Delta L = \psi\ (F,\ t)$ ou courbes de fluage.

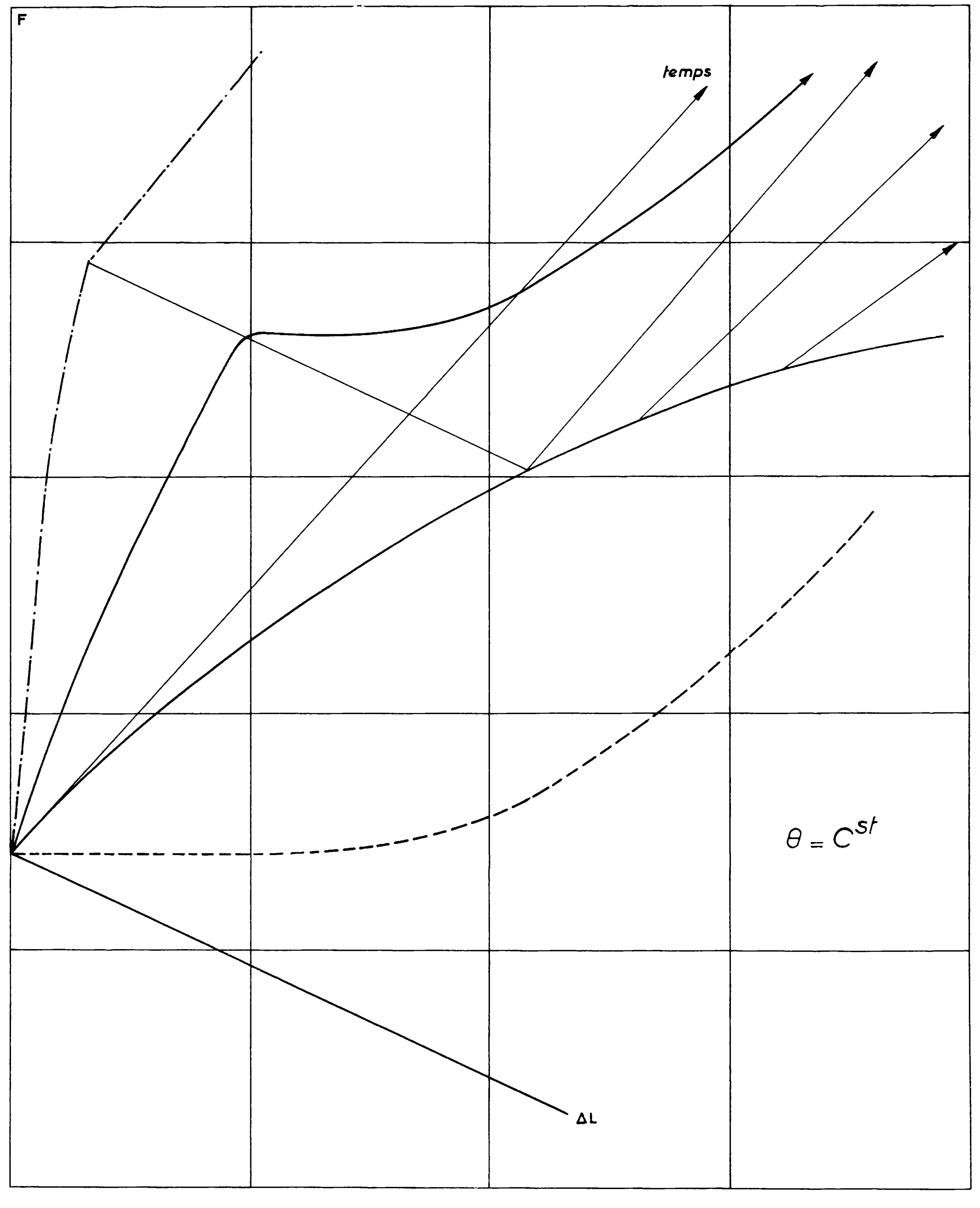


Fig. IX. A. 7 b. - Allure dans le temps des fluages $\left(\frac{dF}{dt} = 0\right)$ pour F_{max} croissantes.

Les caractéristiques des aciers couramment utilisés dans la construction des moteurs Diesel sont rappelées ci-dessous.

Caractéristiques mécaniques d'aciers
pour arbres, vilebrequins, bielles,
boulonnerie de qualité ...

C = 0,35 à 0,40 Cr = 1 Mo = 0,25 (nuances CD4)

Recuit à 850°C. Refroidissement dans la chaux.
Trempe à l'huile à 850-875°C

Caractéristiques à froid

	R_e	R	$\frac{R_e}{R}$	ΔL en mm pour L = 100 mm
Après revenu à 250	⩾165	180	⩾0,92	⩾ 5
Après revenu à 550	⩾110	125	⩾0,89	⩾10
Après revenu à 650	⩾ 90	100	⩾0,90	⩾12

Caractéristiques à chaud

A. - Charges correspondant à une vitesse moyenne d'écoulement de $5 . 10^{-4}$ % par heure entre la 25e et la 35e heures

Température (°C)	400	450	500	550
Charge en kg/mm²	40	20	11	4

B. - Essais de longue durée

a) Charges minimales en kg/mm² provoquant la rupture

Durée en heures	Températures		
	400°C	450°C	500°C
1 000	46	32	18
10 000	40	24	15
100 000	34	18	7

b) Charges minimales en kg/mm² provoquant un allongement plastique de 1 % au bout du temps considéré

1 000	39	25	14
10 000	34	20	10
100 000	26	13	5

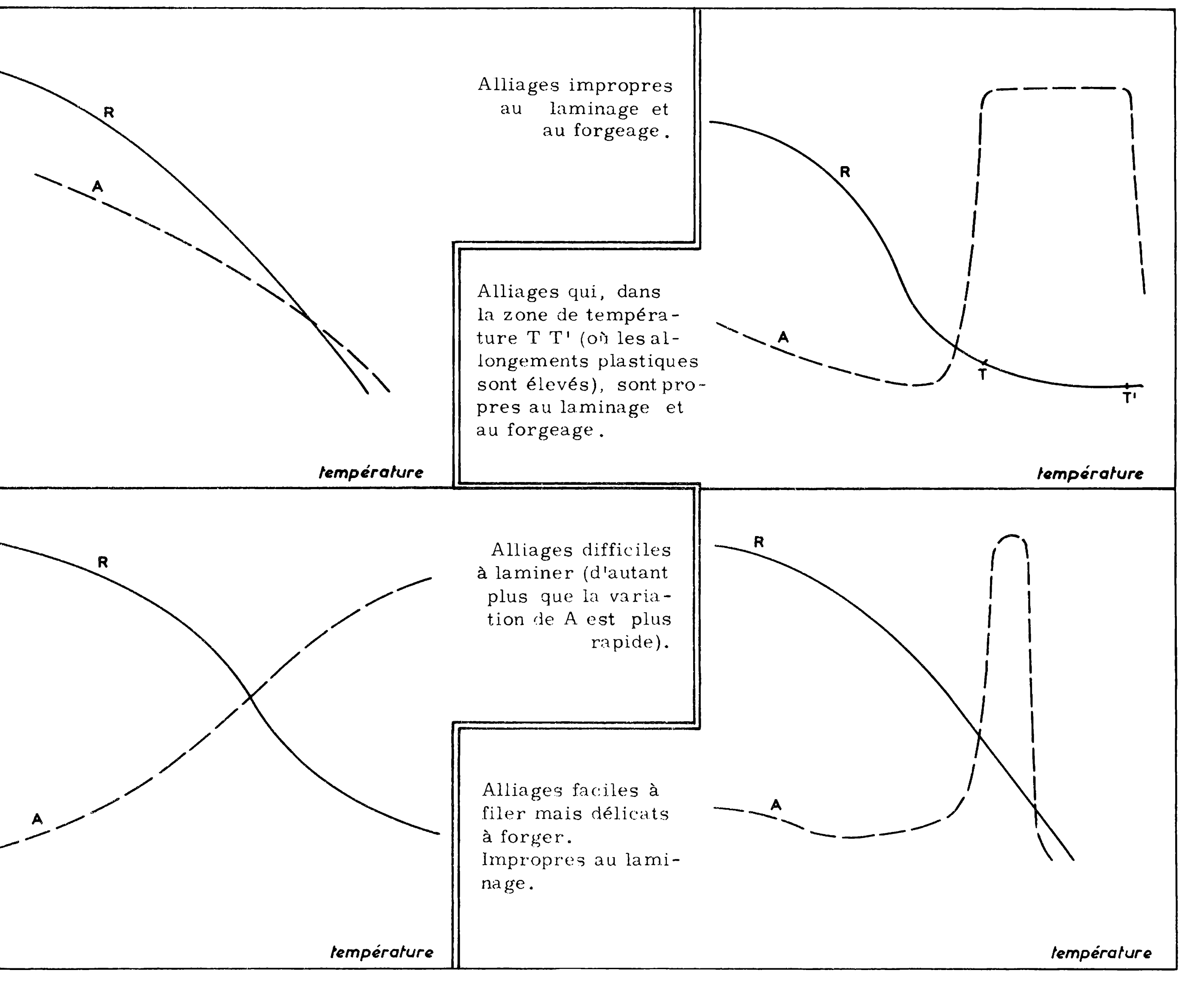


Fig. IX. A. 8.- Caractéristiques à chaud des alliages.

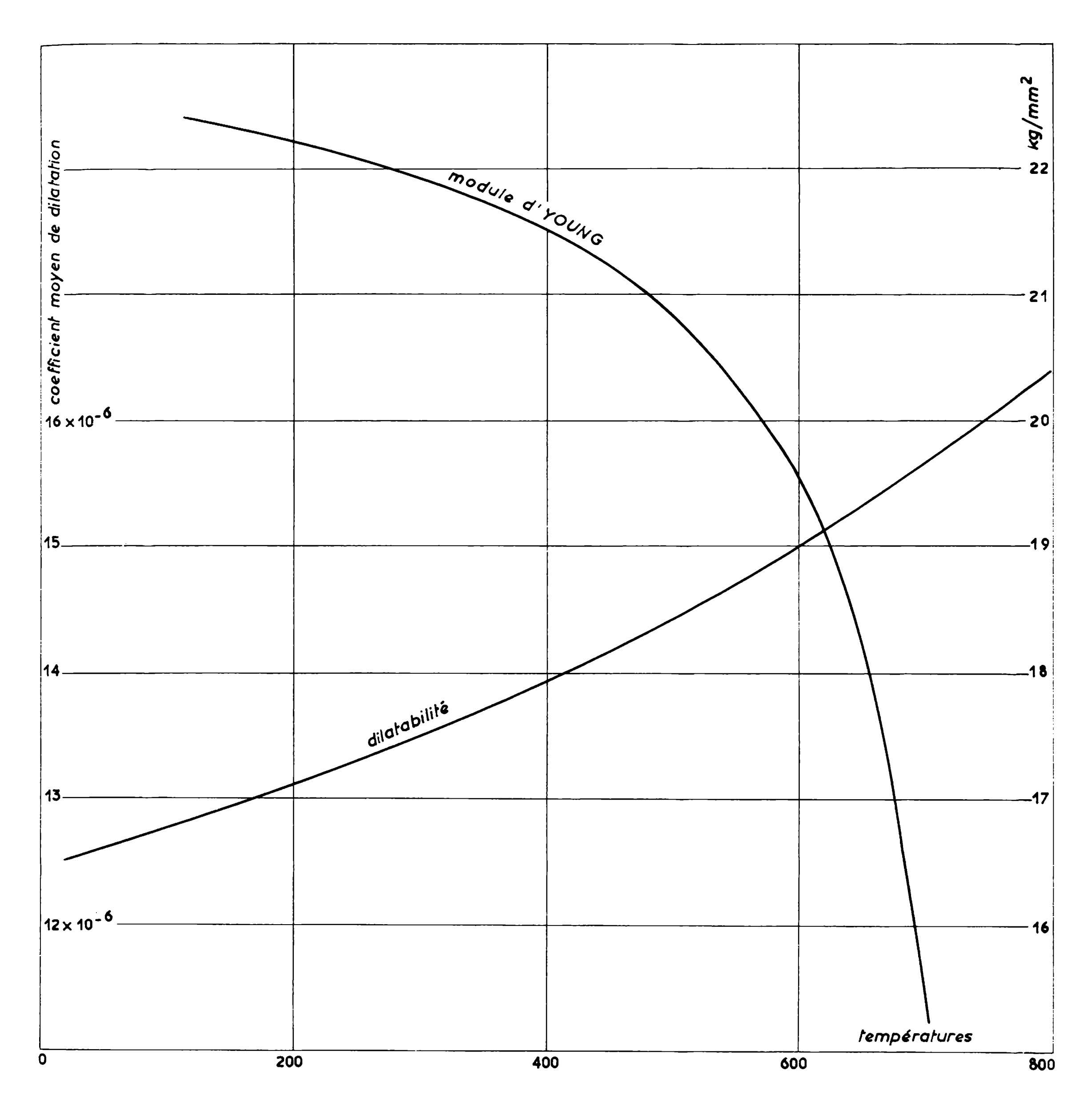


Fig. IX. A. 9 a. - Caractéristiques mécaniques à chaud d'alliage réfractaire (C ⩽ 0,1 . Si ⩽ 1,5 . Mn ⩽ 1,5 . Cr 18 à 24 . Ni reste . Co ⩽ 5 . Ti ⩽ 4 . Fe < 10).

Caractéristiques mécaniques à froid (suivant forme des pièces) R = 95 à 125 kg/mm^2 . R_e = 55 à 90 kg/mm^2 . A = 35 à 20 %.

Résilience Mesnager : 10 à 4 kgm/cm^2.

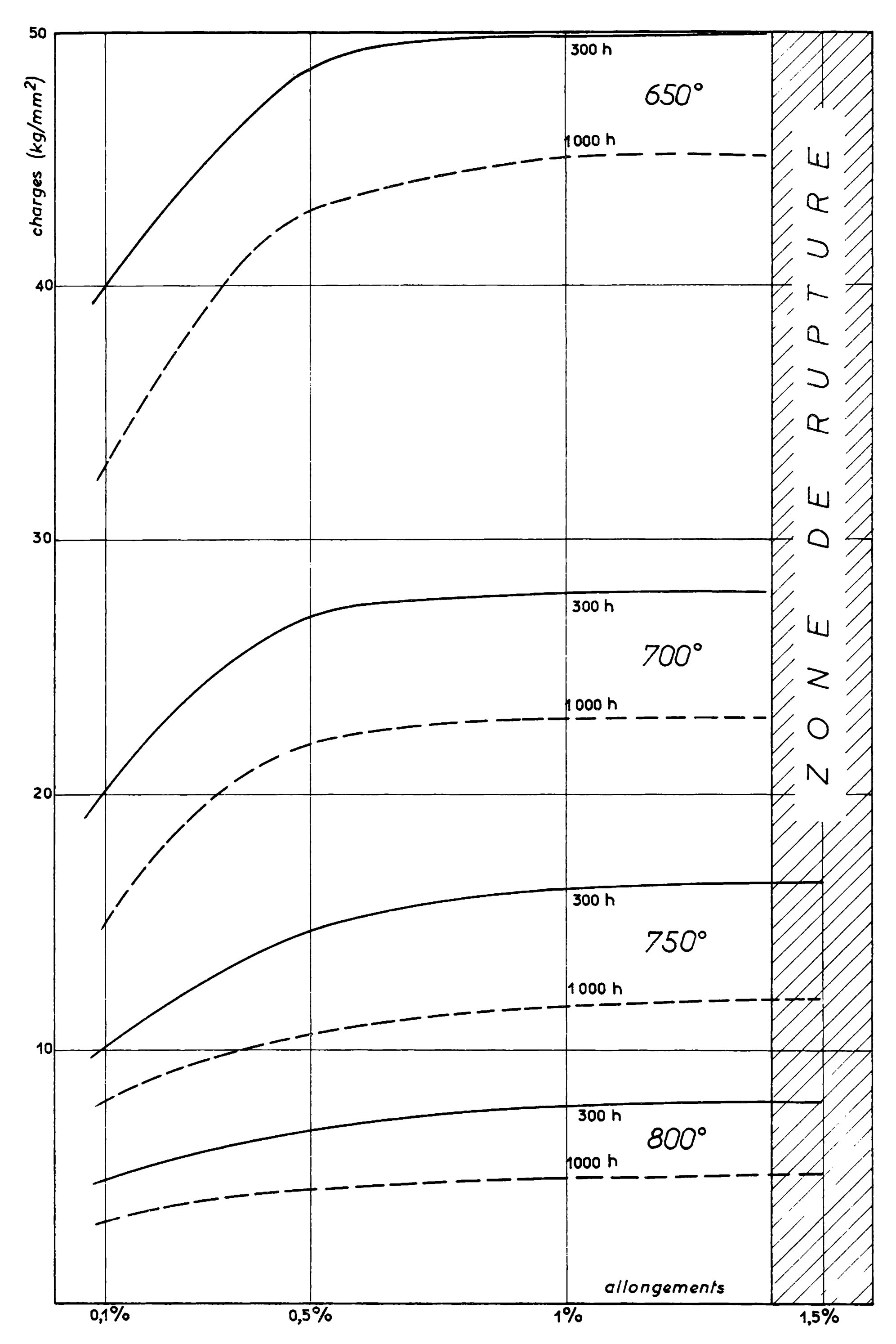


Fig. IX. A. 9 b. - Allongements sous charge prolongée à diverses températures de l'alliage réfractaire IX. A. 9 a.

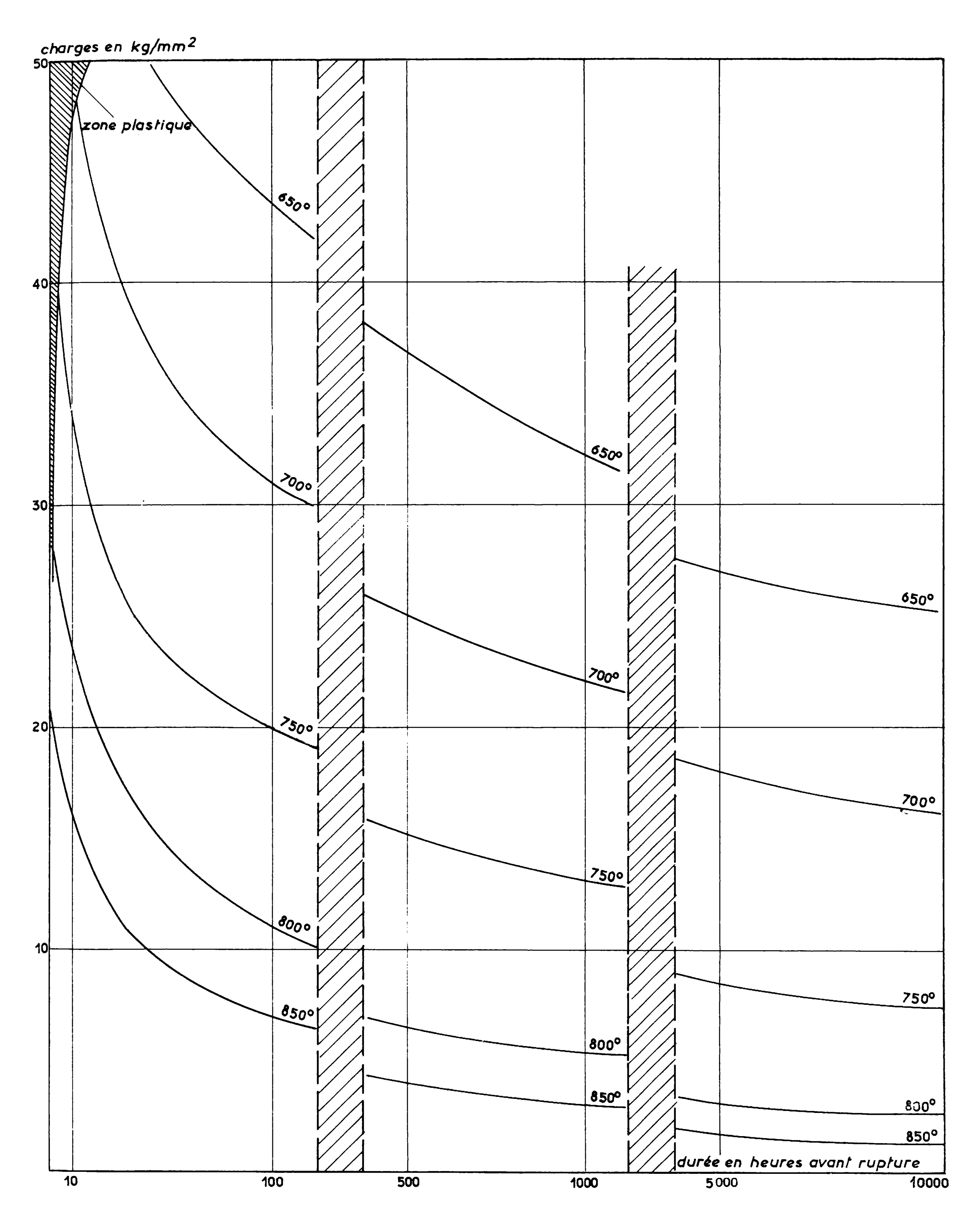


Fig. IX. A. 9 c. - Ruptures sous charge prolongée à diverses températures de l'alliage réfractaire IX. A. 9 a.

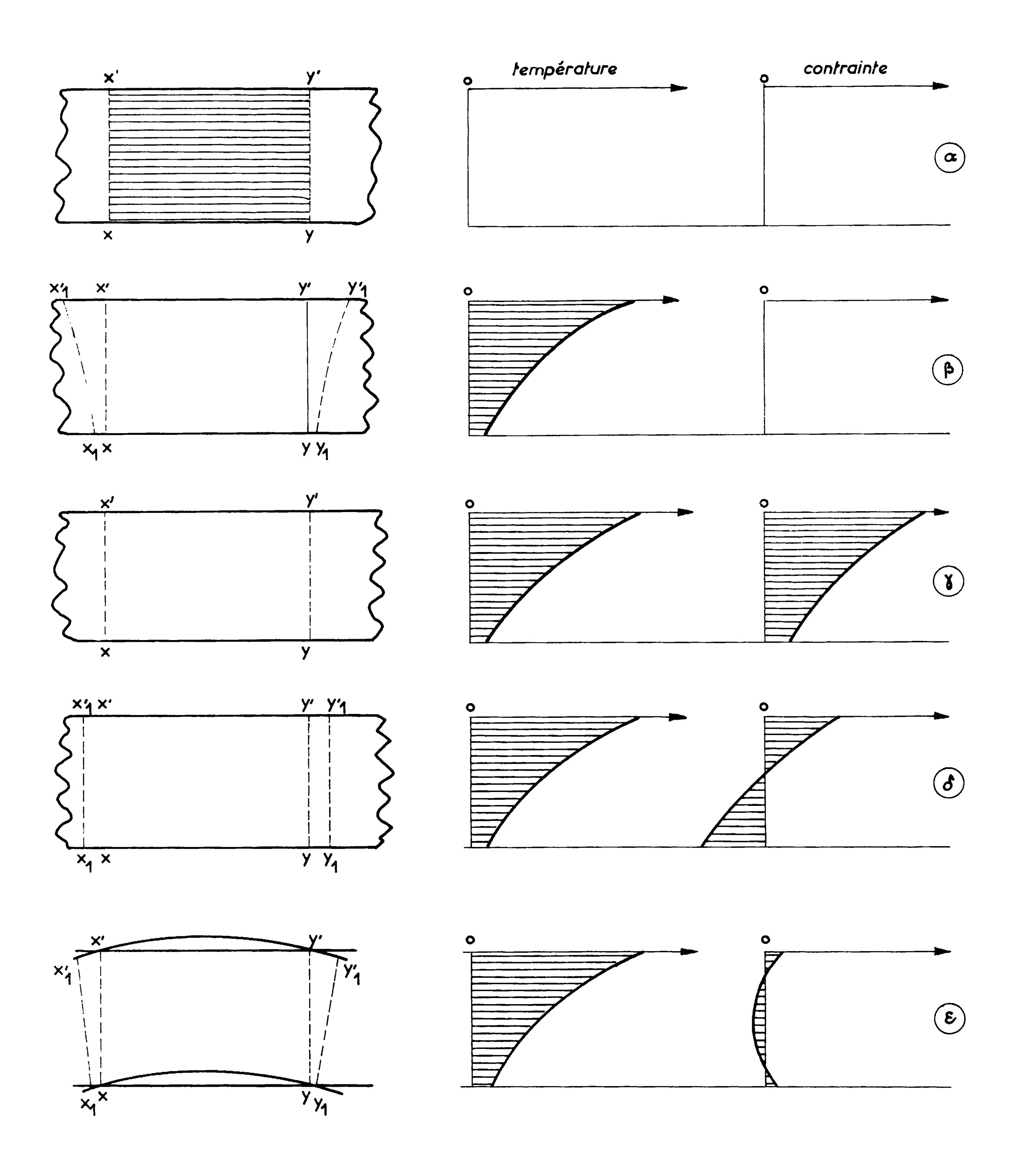


Fig. IX. A. 10 a. - Manifestation des contraintes d'origine thermique dans un disque.

Au total, on perçoit que la rupture a lieu lorsque l'accroissement par unité de temps de l'énergie libérée en transformations plastiques et dissipée en phénomènes thermiques devient égal au taux d'énergie reçue de l'extérieur.

Dans le cas de machines thermiques, l'apport d'énergie extérieure comprend non seulement l'effort mécanique mais aussi l'apport calorifique et ce dernier, d'ailleurs, modifie l'équilibre des échanges thermiques. En conséquence, les essais à chaud deviennent indispensables :

Pour les aciers des soupapes, surtout pour les têtes de soupapes d'échappement (portées à 700°C dans le cas des moteurs Diesel, à 850°C dans le cas des moteurs à essence) (fig. VIII. 6 a, b et c).

Pour la fonte des segments de tête

Pour l'aluminium des pistons.

Pour l'exécution de ces essais l'influence de la viscosité devient importante et la vitesse d'allongement doit être déterminée avec précision puisque la valeur de la charge de rupture en dépend au premier chef.

Mais évidemment il importe de connaître également l'allongement obtenu puisque sa valeur permet d'estimer l'importance des déformations plastiques sans rupture. Soulignons que,si pour les métaux purs la charge de rupture diminue et l'allongement augmente lorsque croît la température, par contre pour les alliages il peut en être différemment du fait de changements de phase dans le solidus ; ces novations d'état conditionnent l'élaboration et l'emploi des alliages ; la figure IX.A.8 rappelle quelques exemples classiques.

Les figures IX.A.9 fournissent quelques caractéristiques d'alliage réfractaire utilisé dans la fabrication des turbosoufflantes de suralimentation.

f) LES CONTRAINTES MECANIQUES D'ORIGINE THERMIQUE

Dans le cas des machines thermiques il importe évidemment de ne pas perdre de vue l'importance des contraintes d'origine thermique, et ce d'autant plus que les variations de température sont plus grandes, plus fréquentes et plus brutales.

En règle générale, les contraintes thermiques prennent naissance dans diverses circonstances :

a) Quand une pièce homogène est soumise à un gradient de température

b) En l'absence de gradient de température :
Si des liaisons externes limitent la libre dilatation
Si la pièce est composée de divers matériaux
Si la structure cristalline du matériau n'est pas homogène.

La difficulté inhérente à tous les problèmes thermiques, à savoir : caractériser le phénomène au moyen de paramètres indépendants contrôlables, se retrouve ici avec toute son acuité.

°
° °

La détermination d'une contrainte mécanique d'origine thermique est tributaire :

- De la loi de distribution de la température, c'est-à-dire entre autres paramètres :
  De la conductibilité thermique λ ($MLT^{-3}\theta^{-1}$) (cal/m/s/°C)
  De la diffusivité thermique $\frac{\lambda}{\text{masse volum.} \times \text{chal. massique}}$ (L^2T^{-1})

  Des coefficients d'échange thermique h par convection, rayonnement ... ($MT^{-3}\theta^{-1}$) (cal/m^2/s/°C);
- De la répartition des contraintes c'est-à-dire :
  Du coefficient de dilatation thermique α (θ^{-1})
  Du module d'élasticité E ($ML^{-1}T^{-2}$)
  Du coefficient de Poisson μ.

Cette détermination est d'autant moins aisée que tous ces paramètres varient avec la température.

On peut donner de ces contraintes une représentation concrète dans le cas d'un disque au sein duquel la température varie avec la profondeur. A l'origine le disque, assimilé à un empilement de lamelles, est dépourvu de contrainte et de gradient de température (fig.IX.A.10a).

Si chacune des lamelles peut se dilater librement l'apparition d'un gradient de température au travers du disque ne créera pas de contraintes mais les sections transverses XX', YY' se seront déformées en X, X'_1, Y, Y'_1 (β). Si par action mécanique on ramène ces sections à leur position initiale, on crée des contraintes faciles à calculer (γ).

En réalité le disque n'est pas un empilement de lamelles indépendantes et il n'est pas affranchi de liaisons extérieures ; en conséquence

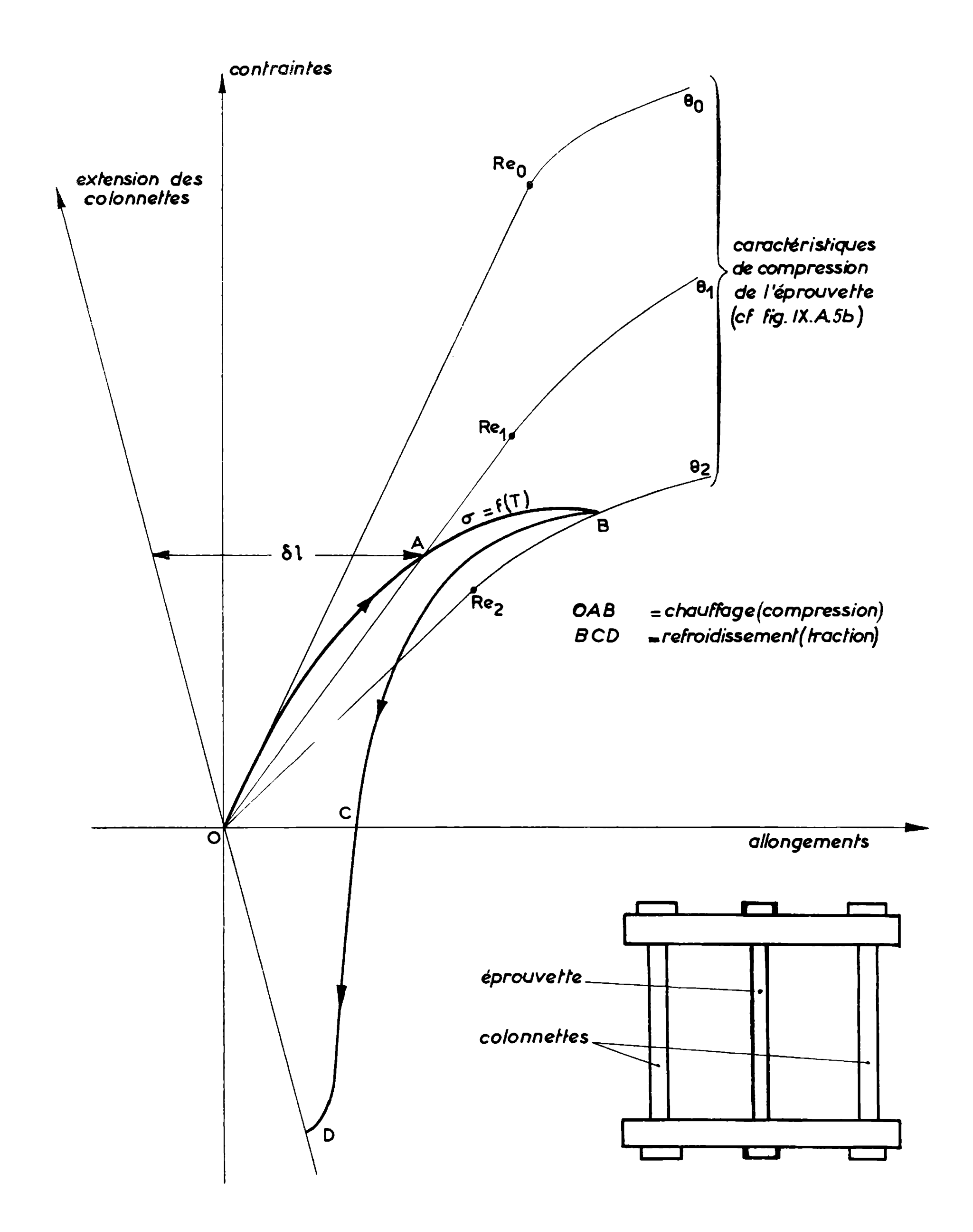


Fig. IX. A. 10 b. - Déformations et contraintes d'une éprouvette bridée soumise à une élévation de température suivie d'un retour à la température initiale.

il occupera des positions intermédiaires entre β et γ, positions variables avec la nature des liaisons : dans un disque qui ne peut se courber la situation se présente comme en δ ; elle est du type ε dans un disque qui peut se courber.

Dans un champ stationnaire de température les contraintes maximales sont proportionnelles à $\Delta\theta$ et à $E\alpha/(1-\mu)\ 1/\lambda$.

Dans un champ périodique, ces contraintes sont proportionnelles à :

$$\frac{E\alpha}{(1-\mu)} \frac{1}{\sqrt{\lambda \cdot \bar{\omega} \cdot q_s}} \cdot \Delta\theta$$

$\bar{\omega}$ étant le poids spécifique
q_s étant la chaleur spécifique } du matériau

Pour la fonte $\lambda = 54$ et $\sqrt{\lambda . \bar{\omega} . q_s} = 200$

Pour l'aluminium $\lambda = 170$ et $\sqrt{\lambda . \bar{\omega} . q_s} = 300$

Les comportements des divers matériaux à l'égard des deux types de sollicitations thermiques ne sont donc pas homologues.

Si des déformations permanentes se produisent, des contraintes et déformations résiduelles apparaîtront lors du retour à la température initiale. Ainsi une éprouvette homogène qui, bridée entre deux colonnes, serait seule échauffée à un point tel qu'elle ait été déformée en compression se retrouvera, à froid, en extension et il se peut même qu'alors la limite élastique à la traction soit, elle aussi, dépassée (cf. fissuration des lèvres de chambre de combustion de piston, Fig. IX. B. 11).

On suit sur la figure IX. A. 10 b que pour chacune des températures θ mesurées en un point donné de l'éprouvette à l'instant t correspond un point figuratif A de la contrainte de compression. Pour déterminer A il faut partir de la grandeur de l'allongement δl qu'aurait connu l'éprouvette si elle avait pu se dilater librement ; on appuie ensuite le segment horizontal δl d'une part sur la caractéristique σ_θ, d'autre part sur la caractéristique (contrainte-extension) à θ_0 des colonnettes. Le point A se déplace dans le temps au fur et à mesure que l'éprouvette s'échauffe. Au point terminal B l'éprouvette a subi une déformation permanente en compression qu'elle conserverait si, libérée, elle était ramenée à la température initiale. Si elle reste bridée le point figuratif parcourt la courbe BCD au cours du refroidissement ; en C (OC = déformation permanente subie en B) l'éprouvette ne connaît

pas de contrainte (rappelons qu'elle est homogène); au-delà de C elle est mise en tension jusqu'en D.

La première déformation ainsi que la déformation résiduelle seront d'autant plus importantes que le gradient de montée en température aura été plus important. Si la partie d'un élément libre recevant ainsi un choc thermique ne peut se dilater librement du fait qu'il se trouve bridé par le reste du corps il s'ensuivra des tensions internes d'autant plus intenses que ce matériau sera plus hétérogène et sa structure cristalline plus grossière ; soulignons que cette dernière peut varier avec le niveau de température atteint, avec le gradient en fonction du temps du retour à la température initiale ...

On conçoit donc à quel degré sont complexes ces questions de contraintes thermiques.

Quoi qu'il en soit,pour réduire les contraintes d'origine thermique, il faut :

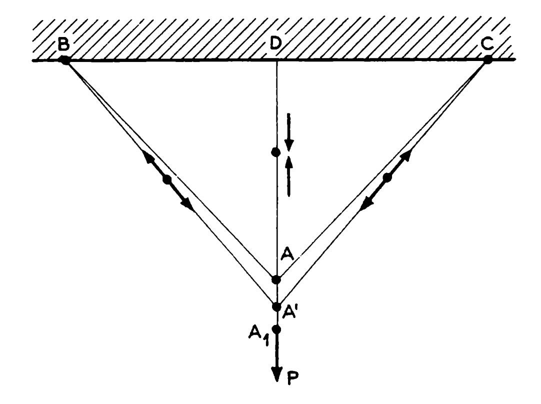
- Diminuer le niveau moyen des températures (diminuer le couple, augmenter le balayage) ainsi que l'amplitude et la rapidité de leur variation ;
- Réduire l'épaisseur des parois, quitte à faire usage de tirants ;
- Eviter les courbures de faible rayon qui conduisent à des concentrations de contraintes et à des accroissements de gradient de température ;
- Choisir des métaux bons conducteurs, ne se dilatant pas trop et homogènes et à structure fine (cas des pistons et chemises en particulier) ;
- Permettre la dilatation des pièces chaudes.

g) LES AUTOCONTRAINTES

S'il est indispensable de s'évertuer à calculer et à dessiner une pièce en tenant compte des efforts constants et des efforts variables qu'elle subira en service, il est aussi très utile de ne pas postuler que, à l'état de repos, la pièce est affranchie de toute contrainte.

Or, très nombreuses sont les pièces soumises en fait :

- A des précontraintes provoquées par des liaisons indépendantes de la charge normale.
  Exemple : bague emmanchée avec serrage, bandage emmanché à chaud sur une roue, roue emmanchée à chaud sur un essieu, béton précontraint.



a) Création d'autocontraintes

Résultat de l'action des	sur états de contrainte d'un point de surface	et sur le sens des réactions
1. - Forces extérieures (entraînant défor-mations)	extension compression	Réaction intérieure = attraction Réaction intérieure = répulsion équilibrant les forces extérieures
2. - Forces intérieures	compression extension	Réaction externe = répulsion Réaction externe = attraction entraînant déformations et équilibrant les forces intérieures

b) Manifestations d'autocontraintes

Fig. IX. A. 11

Ces contraintes sont en général volontaires et les calculs en tiennent compte.

- A des autocontraintes qui, même dans un corps homogène, peuvent exister en l'absence de toute sollicitation extérieure, à la suite d'un traitement de trempe par exemple. Les autocontraintes peuvent ne pas se traduire par des déformations. Etant, par surcroît, involontaires dans la plupart des cas, on conçoit qu'elles puissent souvent être ignorées.

Rappelons le système formé par trois tiges AB, AC, AD, de même section, AB et AC étant de même longueur, AD étant bissectrice de BAC et les sommets ABCD étant articulés (fig. IX.A.11 a). Il est possible d'appliquer en A, suivant DA, un effort $\vec{P}$ tel que AD dépasse sa limite élastique sans que AB et AC atteignent la leur ; lorsqu'on fera cesser l'effort $\vec{P}$, A'B et A'C, en contrainte d'extension, seront en équilibre avec A'D en contrainte de compression.

Donc "lorsqu'une partie (ou une zone) d'une pièce a été soumise à une déformation plastique ayant provoqué un fluage soit par compression, soit par extension, les contraintes qui subsistent après suppression de l'effort sont, respectivement, des contraintes soit d'extension, soit de compression".

Pour bien saisir ce phénomène on peut se rappeler, outre l'expérience des trois tiges ci-dessus mentionnée qu'un même effet (par exemple la flexion d'une règle) peut être obtenu (fig. IX.A.11 b) :

- Soit par un système de forces extérieures (entraînant extension du côté concave et compression du côté convexe)
- Soit par un système de forces intérieures égales et opposées (autocontraintes entraînant extension du côté convexe et compression du côté concave).

Dans le domaine industriel, on rencontre fréquemment des autocontraintes. Par exemple :

1.- Si nous chauffons rapidement une paroi (chaude de retrait), le métal superficiel tend à se dilater ; du fait que cette dilatation est empêchée par les couches internes, le métal superficiel flue sous compression ; après cessation du chauffage, une extension superficielle subsistera.

2.- Si nous refroidissons rapidement une pièce (trempe), le métal superficiel tend à se restreindre ; du fait qu'il en est empêché par les couches internes, il flue sous extension ; après trempe, la peau sera en compression résiduelle donc aura accru sa dureté (ceci à l'exclusion de toute transformation martensitique).

3.- Le grenaillage, le galetage, le martelage, qui font fluer la peau sous extension,ont une action équivalente à celle de la trempe.

Notons que ces contraintes devraient, du fait qu'elles sont volontaires, être classées dans les précontraintes.

De telles autocontraintes existent en l'absence de toute sollicitation extérieure ; elles s'auto-équilibrent au sein de la pièce mais cet équilibre peut être éminemment instable, comme le prouve l'éclatement du verre Sécurit.

Par ailleurs, contrairement aux contraintes d'origine extérieure, ces autocontraintes peuvent être nulles en surface et très élevées en profondeur. Pratiquement impossibles à détecter lorsqu'il n'y a pas déformation de la pièce, les autocontraintes ne peuvent être supprimées que par un traitement thermique (revenu, recuit).

Les autocontraintes ne sont pas toutes nocives ; en particulier celles qui se traduisent par des compressions superficielles améliorent les tenues à la fatigue, à la corrosion, à l'usure (suite à trempe banale sans transformation, grenaillage, galetage, martelage ...).

Néanmoins c'est dans ce domaine des autocontraintes qu'apparaît l'un des intérêts majeurs des aciers alliés qui :

- Diminuent les valeurs des autocontraintes prenant naissance durant l'élaboration de l'acier ;
- Permettent l'obtention de pièces possédant de grandes duretés sans que leur résilience en soit obérée.

Il ne faut pas perdre de vue, cependant, que la cémentation et la carbonitruration permettent, elles aussi, un relèvement important de la limite d'endurance à la fatigue et de la résistance à l'usure, du fait qu'elles créent en surface des contraintes de compression élevées; ces pratiques sont d'autant plus intéressantes qu'elles évitent d'avoir recours à des aciers très chargés en éléments d'addition, surtout en nickel.

°°°

On sait que lorsqu'on chauffe un morceau de fer on constate qu'il se dilate et que les atomes constituant les cristaux élémentaires s'écartent. Vers 910°C il y a un brusque changement de disposition des atomes : on passe du fer α (atomes de fer à arrangement cubique centré à longueur de maille de 2,86 angströms) au fer γ (atomes de fer à arrangement cubique à face centrée à longueur de maille de 3,56 angströms).

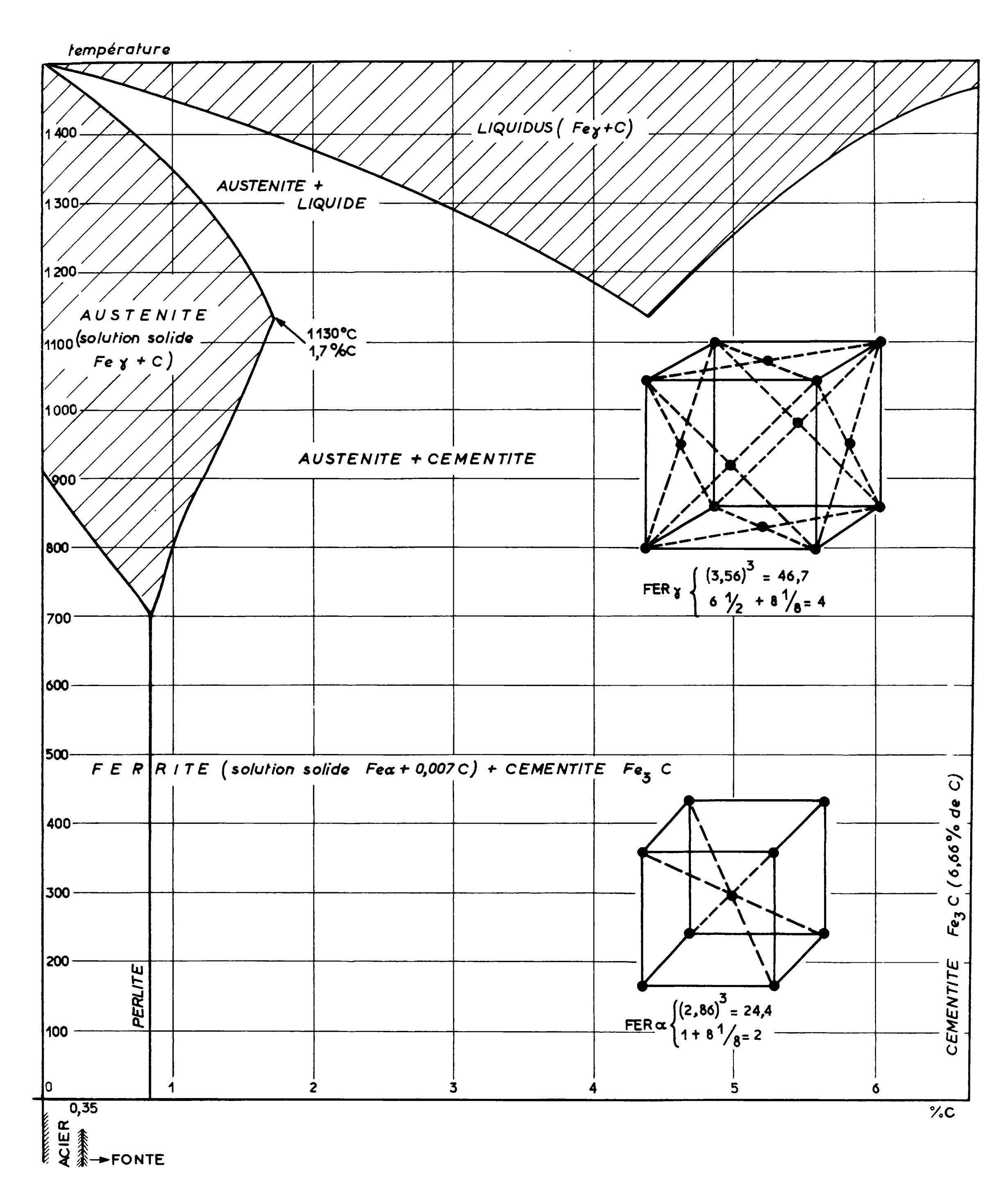


Fig. IX. A. 12 a. - Diagramme d'équilibre (Fe, C) schématisé (N. B. Seules les parties ombrées correspondent à des états homogènes).

Si on compte chaque sommet de cube pour 1/8 d'atome (puisqu'il est commun à 8 cubes), chaque centre de face pour 1/2 atome et chaque centre de cube pour un atome, on peut admettre que dans le cube de fer α il y a 2 atomes et que dans le cube de fer γ il y a 4 atomes.

Le volume du cube est $(2,86)^3 = 24,4$ pour α et $(3,56)^3 = 46,7$ pour γ. Un atome de fer α possède donc un volume de 12, 2 ; un atome de fer γ un volume de 11, 7. L'expérience confirme que le passage de α à γ s'effectue avec contraction.

Mais dans l'arrangement cubique centré (fer α) les interstices entre atomes de fer sont plus petits que dans l'arrangement cubique à face centrée (fer γ), les atomes de carbone peuvent s'introduire dans les interstices de fer γ avec une moindre distorsion que dans le fer α, et la solubilité du carbone dans le fer γ est beaucoup plus grande que dans le fer α.

La solubilité du carbone dans le fer α est seulement de 0, 007 % à la température ordinaire et de 0, 035 % à 800°C ; la solution solide de C dans le fer α donne la ferrite.

La solubilité du carbone dans le fer γ atteint 1, 7 % à 1 130°C ; la solution solide de carbone dans le fer γ donne l'austénite.

Le carbone en excès (celui qui ne peut entrer en solution solide) forme avec le fer une combinaison définie : un carbure de fer Fe_3C (6, 66 % de C), extrêmement dur et fragile, la cémentite (fig. IX. A. 12 a).

La ferrite et la cémentite sont les composants normaux de l'acier au carbone en équilibre à la température ordinaire.

Les propriétés physiques de la ferrite qui sont à peu près celles du fer pur constituent les caractéristiques essentielles de l'acier au carbone non traité thermiquement ; la cémentite lui confère une dureté dont l'importance est surtout fonction de la forme et de la distribution de ce carbure Fe_3C dans la ferrite.

La cémentite se transforme irréversiblement en austénite et en graphite si elle est maintenue suffisamment longtemps à température élevée ; en conséquence on peut obtenir soit de la fonte à cémentite, fonte blanche, dure, fragile, soit de la fonte à graphite, fonte grise, malléable, pouvant être usinée. La différence entre ces deux fontes ne réside donc pas dans la teneur en carbone mais dans la différence d'état dans lequel il se trouve (fig. IX. A. 12 b, c et d).

Si on compte chaque sommet de cube pour 1/8 d'atome (puisqu'il est commun à 8 cubes), chaque centre de face pour 1/2 atome et chaque centre de cube pour un atome, on peut admettre que dans le cube de fer α il y a 2 atomes et que dans le cube de fer γ il y a 4 atomes.

Le volume du cube est $(2,86)^3 = 24,4$ pour α et $(3,56)^3 = 46,7$ pour γ. Un atome de fer α possède donc un volume de 12, 2 ; un atome de fer γ un volume de 11, 7. L'expérience confirme que le passage de α à γ s'effectue avec contraction.

Mais dans l'arrangement cubique centré (fer α) les interstices entre atomes de fer sont plus petits que dans l'arrangement cubique à face centrée (fer γ), les atomes de carbone peuvent s'introduire dans les interstices de fer γ avec une moindre distorsion que dans le fer α, et la solubilité du carbone dans le fer γ est beaucoup plus grande que dans le fer α.

La solubilité du carbone dans le fer α est seulement de 0, 007 % à la température ordinaire et de 0, 035 % à 800°C ; la solution solide de C dans le fer α donne la ferrite.

La solubilité du carbone dans le fer γ atteint 1, 7 % à 1 130°C ; la solution solide de carbone dans le fer γ donne l'austénite.

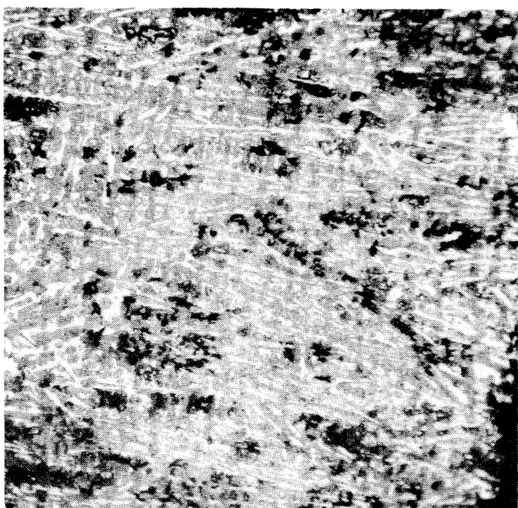
Le carbone en excès (celui qui ne peut entrer en solution solide) forme avec le fer une combinaison définie : un carbure de fer Fe_3C (6, 66 % de C), extrêmement dur et fragile, la cémentite (fig. IX. A.12 a).

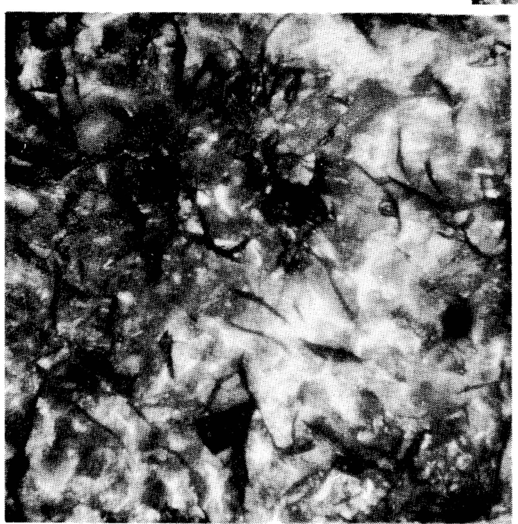
La ferrite et la cémentite sont les composants normaux de l'acier au carbone en équilibre à la température ordinaire.

Les propriétés physiques de la ferrite qui sont à peu près celles du fer pur constituent les caractéristiques essentielles de l'acier au carbone non traité thermiquement ; la cémentite lui confère une dureté dont l'importance est surtout fonction de la forme et de la distribution de ce carbure Fe_3C dans la ferrite.

La cémentite se transforme irréversiblement en austénite et en graphite si elle est maintenue suffisamment longtemps à température élevée ; en conséquence on peut obtenir soit de la fonte à cémentite, fonte blanche, dure, fragile, soit de la fonte à graphite, fonte grise, malléable, pouvant être usinée. La différence entre ces deux fontes ne réside donc pas dans la teneur en carbone mais dans la différence d'état dans lequel il se trouve (fig. IX. A. 12 b, c et d).

b) Fonte au chrome contenant des aiguilles de cémentite libre (grossissement : 150).





c) Fonte ordinaire pour segment (graphite en fines lamelles ; eutectique phosphoreux très fin (grossissement : 270).

d) Fonte à sabot (graphite en lamelles grossières ; éléments de ferrite et d'eutectique phosphoreux) (grossissement : 150).

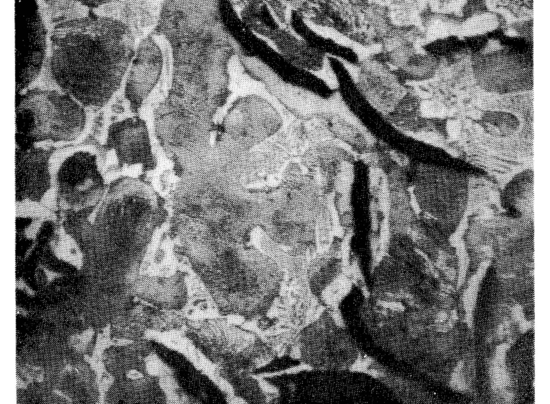
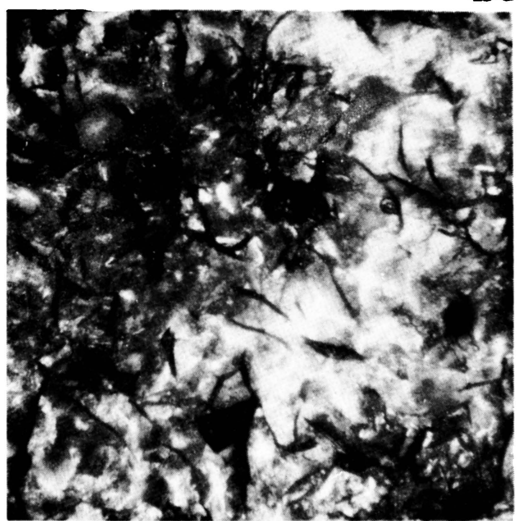


Fig. IX. A. 12. - Exemples de compositions de fontes.

(Documents S. N. C. F.)

b) Fonte au chrome contenant des aiguilles de cémentite libre (grossissement : 150).



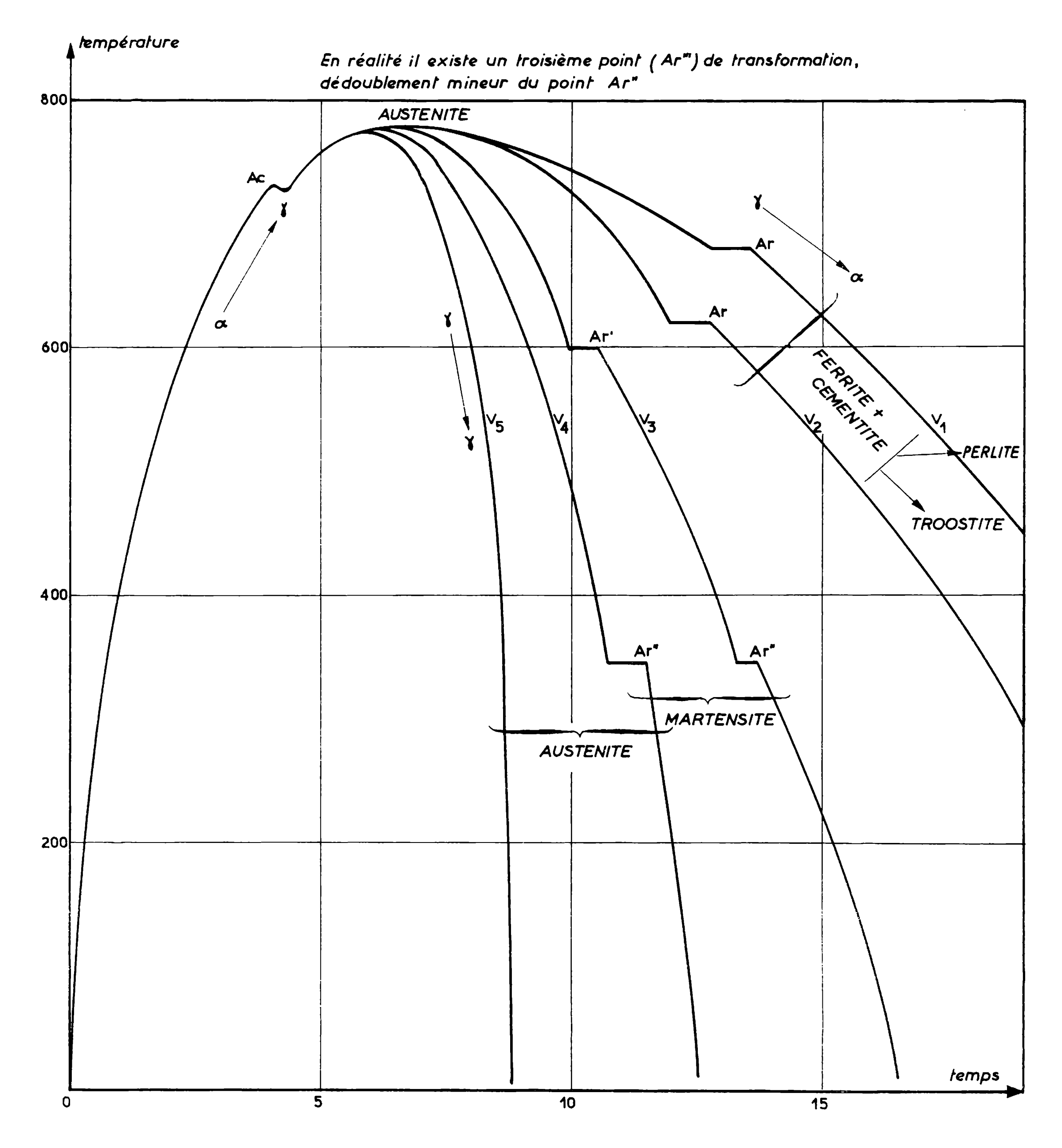
c) Fonte ordinaire pour segment (graphite en fines lamelles ; eutectique phosphoreux très fin (grossissement : 270).

d) Fonte à sabot (graphite en lamelles grossières ; éléments de ferrite et d'eutectique phosphoreux) (grossissement : 150).



Fig. IX. A. 12. - Exemples de compositions de fontes.

(Documents S. N. C. F.)



température
En réalité il existe un troisième point (Ar‴) de transformation,
dédoublement mineur du point Ar"
800
600
400
200
0
5
10
15
temps
AUSTENITE
Ac
γ
α
γ
α
Ar
Ar
Ar'
γ
γ
V5
V4
V3
V2
V1
FERRITE + CEMENTITE
PERLITE
TROOSTITE
Ar"
Ar"
MARTENSITE
AUSTENITE

Fig. IX. A. 13.

Mais si, après avoir chauffé l'acier pour le faire entrer dans la zone de l'austénite (état homogène), on le refroidit brusquement on peut obtenir à froid de l'austénite, en état hors d'équilibre, contenant de la cémentite (ou d'autres carbures) à l'état dissous.

Cette double circonstance que, à des températures supérieures à une température critique A_c de transformation (pratiquement 730°C pour les aciers) :

1.- Le fer α se transforme en fer γ solubilisant plus de carbone

2.- Les carbures se dissolvent dans l'austénite

constitue la base du traitement thermique des aciers.

On sait que si après chauffage au-dessus de A_c on opère un refroidissement lent (vitesse V_1 par exemple) la transformation $\alpha \rightarrow \gamma$ s'avère réversible du fait qu'elle a le temps de s'opérer à une température qui est, d'ailleurs, légèrement inférieure à celle de A_c (point de transformation A_r) (fig. IX.A.13).

On obtient une structure à lamelles alternées de ferrite et de cémentite, dite perlite (à cause du lustre qu'elle prend après polissage), accompagnée soit de ferrite libre soit de cémentite libre suivant la teneur en C (l'eutectoïde, la perlite pure, s'obtient pour C = 0,8 %).

Si le refroidissement est plus rapide (vitesse V_2 par exemple) la température A_r s'abaisse, le matériau final devient plus dur car les lamelles de perlite se rétrécissent en même temps que s'accroît la dispersion des sphérules microscopiques de cémentite (troostite).

Si le refroidissement s'accélère encore (vitesse V_3) apparaît un dédoublement du point de transformation A_r en A'_r et A''_r. La vitesse V_3 en question s'appelle la vitesse critique de trempe. Au-delà de cette valeur la transformation $\gamma \rightarrow \alpha$ n'a plus le temps de s'effectuer complètement : le carbone qui se trouvait en solution solide dans le fer γ n'a plus le temps de se transformer en totalité en la solution solide ferrite et cémentite et il se forme un corps intermédiaire entre l'austénite et la ferrite, corps à structure α sursaturée en carbone, solution hors d'équilibre de carbone dans la ferrite, la martensite,

formation aciculaire (cristallisant en fines aiguilles) extrêmement dure mais cassante (1).

La quantité de martensite produite, donc la dureté de l'acier, se met à croître jusque pour une certaine valeur V_4 de la vitesse de refroidissement, valeur avant laquelle le point de transformation A'_r a disparu. Au-delà de V_4, la vitesse est telle que l'austénite apparaît et que la dureté décroît. On a obtenu ce que l'on appelle l'hypertrempe.

Pour une valeur V_5, le point de transformation A''_r qui jusque-là est resté à une température constante disparaît (ou plutôt tombe au-dessous de la température ordinaire). On obtient de l'austénite pure.

°°°

Mais il ne faut pas perdre de vue que le phénomène de trempe s'apparente au phénomène de combustion en ce sens qu'il n'est ni instantané, ni ponctuel.

Il n'est pas instantané puisque, du fait des échanges de chaleur, la loi de refroidissement est une fonction exponentielle du temps :

$$T = T_0 e^{-\frac{k}{c} t}$$

c étant la chaleur spécifique du métal et k un coefficient.

Il n'est pas ponctuel et, pour des pièces de grosses dimensions, l'homogénéité de refroidissement, donc de traitement, ne peut être obtenue : si en surface on obtient de la martensite, par contre à cœur, où la vitesse de refroidissement est plus faible, on obtient de la troostite. Ceci est d'autant plus important que la formation de martensite,

---

(1) Il a fallu introduire cette locution de "vitesse critique de trempe" parce que, en français, le même mot "trempe" s'applique à une opération provoquant ou non la transformation martensitique.

Les Anglais et les Allemands différencient ces deux aspects et appellent respectivement :

a) Quenching et das Abschrecken : la trempe sans transformation martensitique ;

b) Hardening et die Härtung : la trempe avec transformation martensitique.

s'effectuant avec dilatation, est génératrice de contraintes internes lorsque cette formation n'est pas généralisée.

La notion de pénétration de trempe apparaît donc aussi fondamentale que la notion de trempe. Le tableau ci-dessous fournit quelques valeurs pour des aciers fins fréquemment utilisés pour la fabrication de pièces de moteur.

I. - Aciers mi-durs au chrome-molybdène (nuance 40 CD4).

Applications : axes, bielles, vilebrequins ...

Caractéristiques mécaniques après trempe à l'huile à 850° et revenu à 650° relevées à mi-rayon sur ronds de différents diamètres.

Diamètre en mm	40	80	100
R en kg/mm^2	90	85	70
R_e en kg/mm^2	80	70	55
A %	12	12	12

II. - Aciers de cémentation au nickel (1,5) chrome (1) molybdène (0,2) (nuances NCD 6).

Applications { A l'état non cémenté : arbres, boulons de qualité...
A l'état cémenté : engrenages, pignons ...

a) Caractéristiques mécaniques après trempe à l'huile à 860° et revenu à 500° relevées à cœur.

Diamètre en mm	20	30	40	60
R en kg/mm^2	90	80	75	65

b) Après trempe à l'huile à 860° et revenu à 250° pour pièces cémentées.

Diamètre en mm	20	30	40	50	70
R en kg/mm^2	130	120	surface 117 / centre 114	111 / 107	105 / 95
R_e en kg/mm^2	107	100	surface 95 / centre 93	90 / 86	82 / 75
A %	11	12,5	13	13	12,5

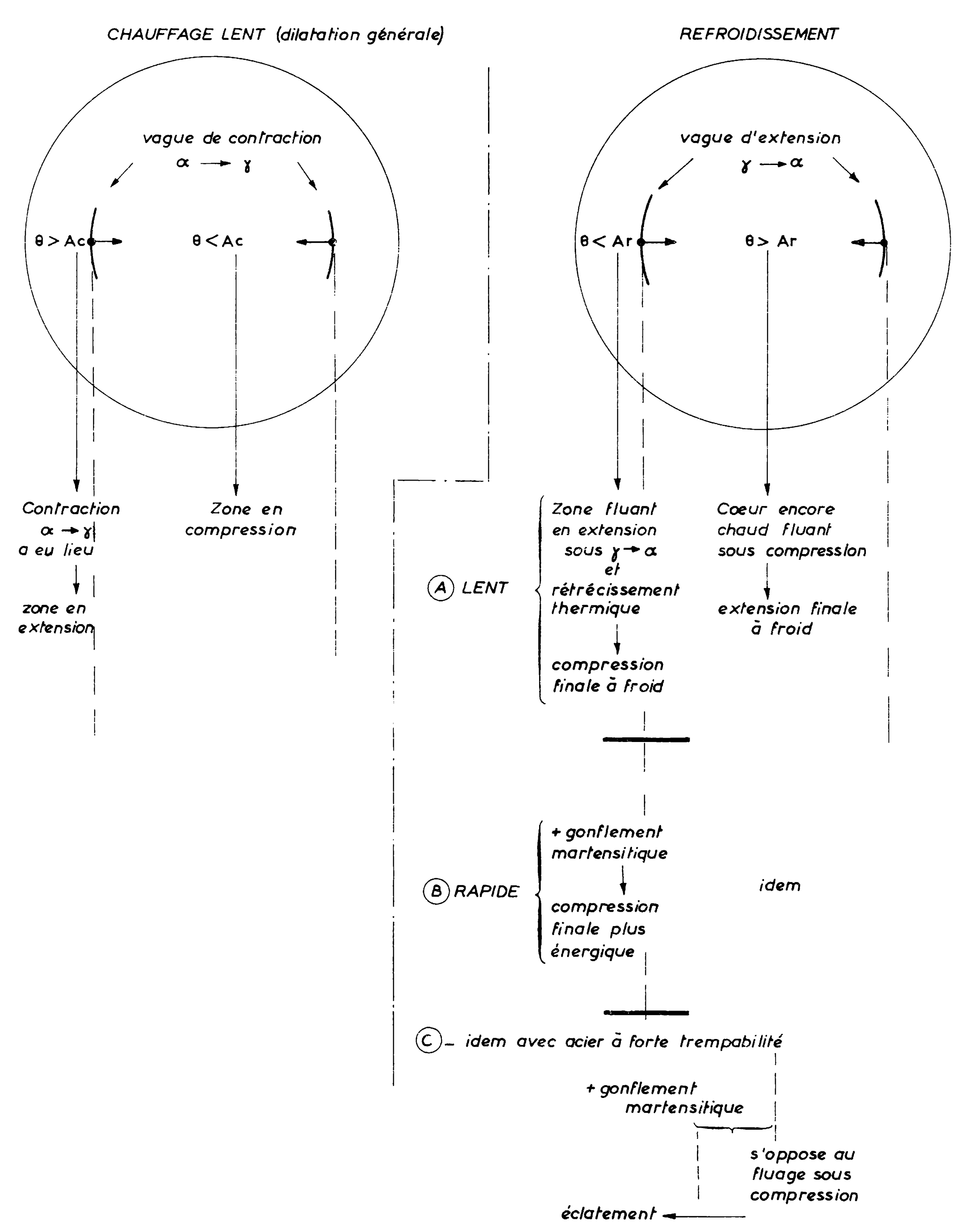


Fig. IX. A. 14 a. - Processus de chauffage lent et refroidissements à diverses allures.

Pour une pièce de forme donnée, l'obtention en surface de caractéristiques mécaniques données impose une vitesse de refroidissement donnée ; il faut donc faire appel à d'autres paramètres. On peut, en première analyse, modifier la température à laquelle on a porté l'échantillon, mais on est rapidement limité dans cette voie car toute élévation de température, agissant dans le même sens qu'une augmentation de la vitesse de refroidissement, conduit à la formation de grains gros, donc rend l'acier fragile.

Aussi agit-on sur la composition chimique de l'acier en faisant appel à des constituants d'addition de diverses natures:

1.- Le Ni, le Mn, le Cr et le Mo améliorent la conductibilité thermique et diminuent la vitesse critique de trempe ; il peut même se produire, lorsque les teneurs en sont élevées, que la vitesse critique de trempe soit la vitesse de refroidissement à l'air : les aciers sont alors autotrempants.

2.- Le Ni abaisse les températures des points de transformation et améliore les caractéristiques de l'acier, en particulier la résilience ce qui est très important dans le cas des pièces travaillant à la fatigue.

3.- Le Mn agit dans le même sens que le nickel, et ce à doses moins élevées. Mais il agit comme retardateur de transformation et a tendance à rendre l'acier fragile.

4.- Le Cr parfait l'action du Ni, confère de la résistance à la fatigue, augmente la dureté, introduit un caractère d'inoxydabilité.

5.- Le Mo favorise la mise en solution du carbone dans le fer et de ce fait atténue sérieusement les autocontraintes, améliore les caractéristiques à froid et à chaud des aciers au nickel-chrome.

Malgré ces additions, les aciers trempés doivent subir un revenu, chauffage à une température inférieure à celle du point de transformation A_c, dont le rôle est :

De modifier (ou de parfaire) certains effets de la trempe ;
De tendre à faire disparaître les autocontraintes.

Si la pièce a été hypertrempée, le revenu provoque une augmentation de la dureté, l'austénite se transformant en martensite.

Si la trempe a provoqué la formation de martensite, le revenu a pour effet de diminuer la dureté et d'accroître la résilience.

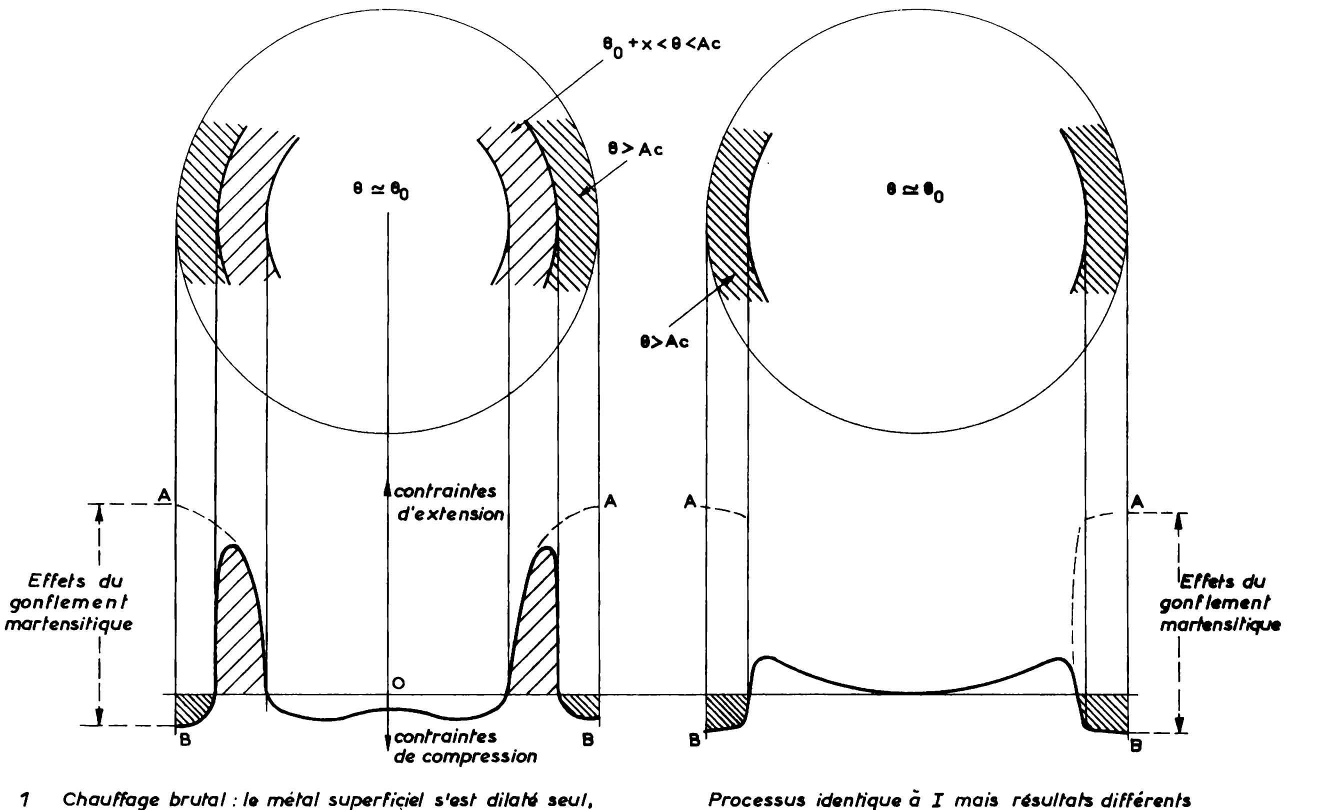


Fig. IX. A. 14 b. - Résultats de la trempe après chauffage brutal.

En jouant sur les paramètres du revenu : température de chauffe et dureté du chauffage, facteurs qui agissent dans le même sens, il est parfois possible d'améliorer simultanément toutes les propriétés des aciers.

°°°

Envisageons un cylindre d'acier non traité, image d'un axe de piston ou d'un maneton (ou tourillon) de vilebrequin.

A) Chauffons-le lentement (fig. IX. A. 14a).

Lorsque la température atteint la valeur correspondant à A_c, une contraction ($\alpha \rightarrow \gamma$) prend naissance et, cheminant avec la température A_c, se propage progressivement de la surface vers l'intérieur ; par ailleurs, l'ensemble du cylindre, sous l'effet de l'élévation continue de la température, se dilate dans toutes les parties qui sont soit au-dessous, soit au-dessus de la température de transformation.

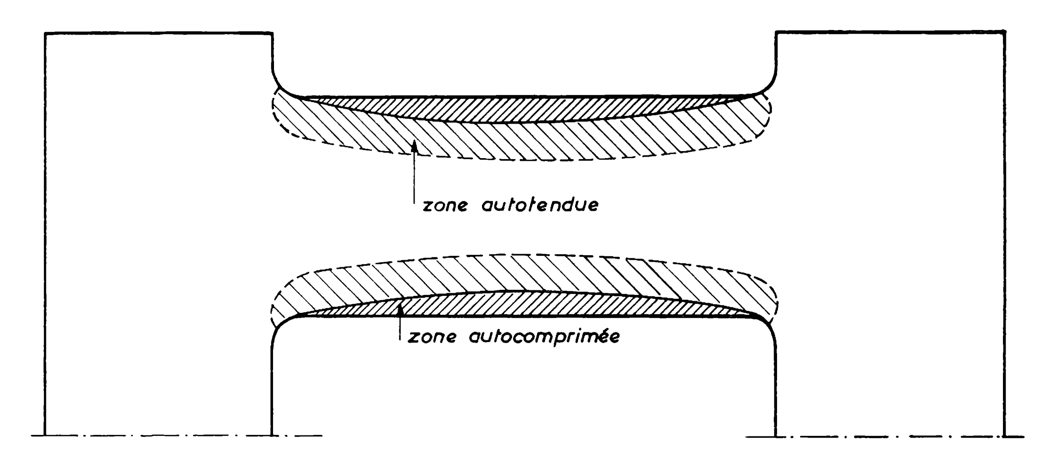
Mais les contraintes ainsi créées sont faibles car, du fait de la température élevée, la plasticité de l'ensemble est grande.

a) Refroidissons lentement ce cylindre ; le phénomène inverse se produit, à savoir qu'une "vague de dilatation" se propage entre deux zones de contraction mais, la température étant plus basse, les autocontraintes peuvent prendre naissance. La zone superficielle se contractera sous l'effet du refroidissement, enserrant le cœur encore chaud : la surface sera donc en extension, le cœur fluant sous compression. Mais à partir d'un certain moment, seul le cœur fluera et l'état final à froid sera :
Extension à cœur
Compression en surface
autocontraintes qui sont favorables.

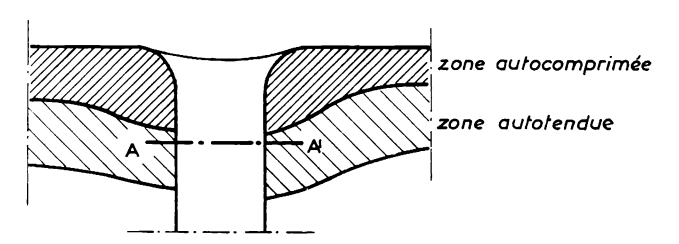
Si, à l'examen, les pièces font apparaître des criques (dites tapures de trempe), celles-ci se sont produites :
A froid si elles sont à cœur
A chaud si elles sont superficielles.

b) Si nous refroidissons plus rapidement , le gonflement martensitique de la couche extérieure se produisant dans un matériau déjà bien solidifié renforce l'action thermoplastique.

c) Si l'acier est à forte trempabilité, le gonflement martensitique atteindra la couche interne alors que la surface est absolument



(a) *Trempe d'un maneton provoquant des autocontraintes dangereuses dans les congés de raccordement*
(indépendamment du fait qu'une telle trempe doit être évitée, il peut être utile de galeter les congés).



(b) *Fissures dans le trou de graissage*
(dans le cas de chauffage au chalumeau, les fissures de trempe prennent naissance dans le voisinage de la couche AA'. Il peut être utile de mandriner un peu profondément le trou).

Fig. IX. A. 15.

rigidifiée. L'effet physico-chimique, semblable à celui de l'eau qui gèle dans une bouteille, s'opposera à l'effet thermoplastique et le résultat des autocontraintes pourra être défavorable.

B) Supposons que l'on chauffe ce même cylindre d'acier très rapidement et très superficiellement (par chauffage au chalumeau ou par induction) puis qu'on le refroidisse immédiatement et brutalement.

Le chauffage brutal et superficiel aurait en fin d'opération laissé subsister en surface des autocontraintes d'extension, comme dans le cas ci-dessus évoqué, de la chaude de retrait si, dans cette zone superficielle, la transformation martensitique ne créait, au refroidissement, des autocompressions (fig. IX. A. 14 b).

Le traitement doit être conduit de telle sorte que l'effet physico-chimique l'emporte.

Mais, avec de tels procédés, on provoque en sous-couche des contraintes énormes, pouvant aller jusqu'à occasionner des ruptures ; en conséquence de tels traitements doivent être suivis immédiatement d'un revenu léger (vers 200° dans l'huile).

Il n'en reste pas moins que, sous des efforts alternés répétés, un point critique pourra se faire jour sous la couche durcie. Si la limite de cette couche vient, par exemple, déboucher dans les congés des flasques de vilebrequin les contraintes internes régnant dans le métal se composeront avec les contraintes de flexion et de torsion déjà particulièrement élevées en ces points. Il est donc indispensable que la zone trempée s'arrête assez loin de ces congés (fig. IX. A. 15 a). De même des fissurations progressives dans les manetons (voire les paliers) se propagent souvent à partir des trous de graissage ; elles ont pris naissance dans des microfissures qui :
- Dans le cas de chauffage au chalumeau se sont produites à la fin du traitement et au voisinage de la couche séparant la zone durcie de la zone autotendue (fig. IX. A. 15 b) ;
- Dans le cas de chauffage par induction H.F. se sont produites au début du refroidissement dans la zone durcie elle-même.

h) IMPORTANCE DES RECHERCHES EXPERIMENTALES SUR LA VALEUR ET LA REPARTITION DES CONTRAINTES

Les matériaux utilisés en construction mécanique étant rarement des corps purs, la structure des pièces constitutives d'un assemblage est formée par la conjugaison plus ou moins hétéroclite de divers réseaux de cristaux de formes et caractéristiques différentes amalgamés

plus ou moins intimement par des milieux amorphes de compositions, de plasticités, de viscosités et de dilatations différentes.

Par surcroît chacune des pièces soumise à chaque instant à divers gradients de contraintes et de températures est loin d'être un solide géométrique simple.

Prétendre utiliser les mathématiques pour déterminer les dimensions, même approximatives, des éléments d'un assemblage est donc, dans les conditions actuelles de la science et de la technique, une aberration mentale même si, dans le cours du calcul, on fait appel à des coefficients empiriques.

La mission de l'ingénieur consiste, ayant réussi à dominer plusieurs des paramètres directeurs du fonctionnement de l'ensemble, à prévoir par quels moyens et dans quelle mesure pourront être reculés, demain, les seuils d'emploi et de rentabilité des techniques d'aujourd'hui.

Véritable aristocrate de la technique, tout authentique ingénieur doit orchestrer sans défaillance des connaissances fondamentales inlassablement tenues à jour et éclairées sans relâche par des observations personnelles elles-mêmes asservies à la pensée de Paul Valéry :

"Il y a dans les petits faits inexpliqués de quoi renverser les explications des grands faits."

En conséquence toute pièce soumise à des efforts mécaniques et thermiques doit, surtout si ces efforts sont variables, faire l'objet d'investigations systématiques menées en vue d'estimer la valeur et la répartition des contraintes subies et de les comparer aux valeurs limites admissibles.

Dans le cas des moteurs thermiques il importe d'effectuer ces déterminations durant la conception du moteur et, en tout cas, avant d'y être contraint par les réclamations réitérées des utilisateurs. En effet, il suffit le plus souvent de modifier légèrement le dessin de la pièce ou la nature du matériau constitutif pour uniformiser le champ des contraintes et réduire, voire éliminer, la contrainte dangereuse sans augmenter, en général, le prix de revient. Par surcroît, l'expérience ainsi acquise peut être mise à profit lors de l'étude ultérieure d'un moteur géométriquement semblable.

Pour mener à bien ces investigations on peut en première étape, étape qui s'avère souvent suffisante, utiliser :
Soit des jauges de contrainte ;

Soit des vernis craquelants ou transparents ;
Soit des modèles en plexiglass soumis à la photo-élasticimétrie.

Il est toujours judicieux de s'évertuer également à connaître au mieux le mode d'écoulement des fluides circulant au sein et autour du moteur, et ce tant au point de vue de l'amélioration du rendement du moteur qu'au point de vue de la répartition des températures de parois.

°°°

Les moteurs alternatifs possèdent, de plus, le triste privilège d'être assujettis à deux phénomènes dont les manifestations, se prêtant encore assez mal à l'analyse, échappent totalement aux préceptes de l'homothétie et ne sont donc absolument pas justiciables de raisonnements faisant appel à de simplistes règles de trois plus ou moins intuitives.

Ces deux phénomènes sont :

- La fatique
- L'usure.

Ils vont être succinctement examinés dans ce qui suit.

BIBLIOGRAPHIE

MOSSOUX. Le problème des matières premières dans une entreprise de fabrications mécaniques. Revue G.A.M.I., 14 novembre 1955.

DE FLEURY. Caractéristiques mécaniques comparées des matériaux métalliques et des plastiques. Machines et Métaux, août 1947.

FELIX et GEIGER. Sur la rupture des aciers par fragilité. Revue technique Sulzer n° 1, 1956.

ZAUSTIN. Nouvel aperçu sur la ductilité. Machine Design, 23 juillet 1959.

CHONIK. Fluage progressif à haute température. Revue Mécanique Electricité, juillet-août 1961 et la suite.

GILBEY. La théorie des contraintes thermiques. Journal of the less-common metals. Volume I. 1959. Elsevier, Amsterdam.

MANSON. Les contraintes thermiques. Machine Design. Juin 1958 à août 1959.

PIGUET. Autocontraintes et contraintes. Revue G.A.M.I., mars 1957.

HARRIS. Structure à haute performance grâce aux précontraintes. Engineering, 23 août 1957.

X.Y.Z. Chauffage par haute fréquence. Numéro spécial de la Revue Brown Boveri, novembre 1951.

X. Le chauffage par haute fréquence. Bulletin mensuel de documentation U.T.A.C., octobre 1951.

REBOUX. Le chauffage par induction. Revue mécanique industrielle, novembre 1958.

LEVEN. Sur certaines possibilités de chauffage par induction à haute fréquence dans la trempe superficielle des pièces utilisées dans la construction automobile.

PARTIOT. La trempe par champs de haute fréquence et ses applications dans la construction automobile.

PATTERMANN. Importance de la pureté et de la régularité des aciers pour la trempe par induction ou au chalumeau. Usine Nouvelle, 31 décembre 1959.

B. - LA FATIGUE

"La technique, en devenant routinière, abandonne tout ce qui ne paraît pas essentiel ou n'a pas été suffisamment éclairci. L'habitude, en consacrant et en imposant aux esprits des conceptions simplifiées conduit à une véritable myopie."

(R. Mossoux. Colloque du G.A.M.I. 14 novembre 1955)

Les machines modernes sont encore pour la plupart pensées, calculées et réalisées en vertu et en fonction de concepts que les esprits simplistes qualifient de simples et qui procèdent tous, plus ou moins directement, de l'essai que Léonard de Vinci fit subir aux câbles en y suspendant des sacs de sable. En 1961, la plupart des ingénieurs et techniciens parlent encore d'aciers à tant ou tant de kilogrammes par millimètre carré.

Cet essai élémentaire est, néanmoins, souvent considéré comme encore trop élaboré et fréquemment on se borne à effectuer un essai de dureté auquel on confère ensuite une valeur technique. Cet essai consiste à enfoncer dans le matériau une bille ou une pointe à laquelle on applique une force $\vec{F}$ constante ; il en résulte une pression spécifique P_s - pression ramenée à la projection de l'aire de contact dans un plan perpendiculaire à la force - qui va en diminuant au fur et à mesure de l'enfoncement ; ce dernier se poursuit jusqu'au moment où la pression spécifique atteint une certaine valeur, fonction du module de compressibilité du matériau lequel est lui-même proportionnel au module d'élasticité E, le rapport de proportionnalité variant d'un matériau à l'autre.

Lorsqu'on supprime la force $\vec{F}$ l'empreinte qui subsiste dans le matériau caractérise le volume de matière qui a été soumis à une contrainte ayant dépassé la limite élastique à la compression du matériau ; cette limite élastique à la compression est dans le cas des métaux non travaillés à froid égale à la limite élastique à la traction R_e.

Au total l'importance de l'empreinte varie en gros en sens inverse de R_e/E.

Les comparaisons entre deux empreintes n'étant valables que pour des matériaux très voisins l'un de l'autre au double point de vue composition chimique et structure, l'essai de dureté ne constitue qu'un moyen expéditif de contrôle de constance de qualité d'un produit déterminé et rien de plus.

Pour définir l'état dans lequel se trouve le point d'un solide, il faut déterminer pour une température fixée :

- Les trois efforts dirigés selon les trois axes conventionnels Ox, Oy, Oz ;
- Les variations de ces trois efforts dans l'unité de temps.

Les duretés obtenues par les méthodes Brinell, Vickers, Rockwell ... ne peuvent que fournir une indication sur la déformation maximale que peuvent subir les couches superficielles sans dépasser le domaine élastique ou, au-delà de ce domaine, sur la plasticité desdites couches superficielles. Les duretés s'expriment par un nombre, coefficient sans dimension, du fait que la notion de dureté, pas plus que la notion de rugosité, ne possède d'unité de mesure. Ces méthodes ne peuvent prétendre mesurer la charge de rupture en plein corps ; tout juste peuvent-elles dans certains cas très limités (aciers au carbone) en fournir une indication grossière à n'utiliser qu'avec une grande circonspection. La méthode Shore de recherche de dureté consiste à mesurer l'énergie restituée, sous forme de hauteur de rebondissement, à une bille tombant en chute libre sur le matériau étudié. On obtient ainsi une valeur de l'énergie que l'unité de volume du matériau peut absorber élastiquement ; cette capacité élastique spécifique, produit de la déformation élastique limite R_e/E par un effort par unité de surface, est de la dimension ML^2T^{-2} ; la dureté Shore est donc l'équivalent d'une tension superficielle en hydraulique.

Il est néanmoins possible d'établir certaines relations empiriques entre la charge et la dimension de l'empreinte ; l'une des plus souvent évoquées, dite loi de Meyer, exprime que si W est la charge appliquée par une bille sphérique et d le diamètre de l'empreinte on a :

$$W = K\,d^n$$

K et n, constantes du matériau considéré, caractérisant respectivement la dureté et la plasticité du matériau.

EFFETS DE LA REPETITION DES EFFORTS - RUPTURE PAR FATIGUE

L'apport constant d'énergie entraîné par la répétition des efforts se dissipe en grande partie sous forme de chaleur. Si les efforts sont ou trop importants ou trop fréquents, la matière ne peut dissiper totalement l'énergie sous forme de chaleur et au bout d'un certain temps la pièce casse, même si à aucun moment la contrainte moyenne créée n'a dépassé la limite élastique à froid.

Par surcroît, tout effort développé sur l'éprouvette a entraîné quelque décohésion intercristalline irréversible. Le renouvellement de l'effort accroît en nombre et en amplitude les décohésions élémentaires. La généralisation de ces microglissements entraîne une décohésion entre la partie amorphe et les cristaux lorsque la partie amorphe ne peut absorber les déplacements, puis la rupture de l'éprouvette.

La fréquence de la répétition de l'effort présente une grande influence sur le déroulement du phénomène du fait que la quantité d'énergie qui peut être dissipée sous forme calorifique par unité de temps est limitée ; ainsi à l'élévation généralisée de la température de la pièce donc à un abaissement des caractéristiques mécaniques s'ajoute l'apparition de contraintes d'origine thermique.

On conçoit donc toute l'importance que présenteront dans ce domaine :

- L'homogénéité du matériau (finesse et disposition du milieu cristallin) ;
- La forme de la pièce.

°°°

Si l'on enregistre sur un diagramme (effort - allongement) les phénomènes alternés, on obtient des droites passant par l'origine tant que les efforts sont faibles et les alternances peu nombreuses (fig. IX.B.1) ; on obtient des boucles lorsque les efforts et le nombre des alternances croissent mais il existe toujours une valeur des efforts au-dessous de laquelle la figure, quel que soit le nombre des alternances, reste une droite.

Le calcul différentiel et intégral utilisé dans la théorie de l'élasticité permet de déterminer les efforts statiques et leurs effets, mais il implique la continuité et l'homogénéité de la matière. Or les métaux, même à l'état pur, ne sont ni continus ni homogènes car en physique il n'y a pas d'infiniment petits, il n'y a que des quantités finies,

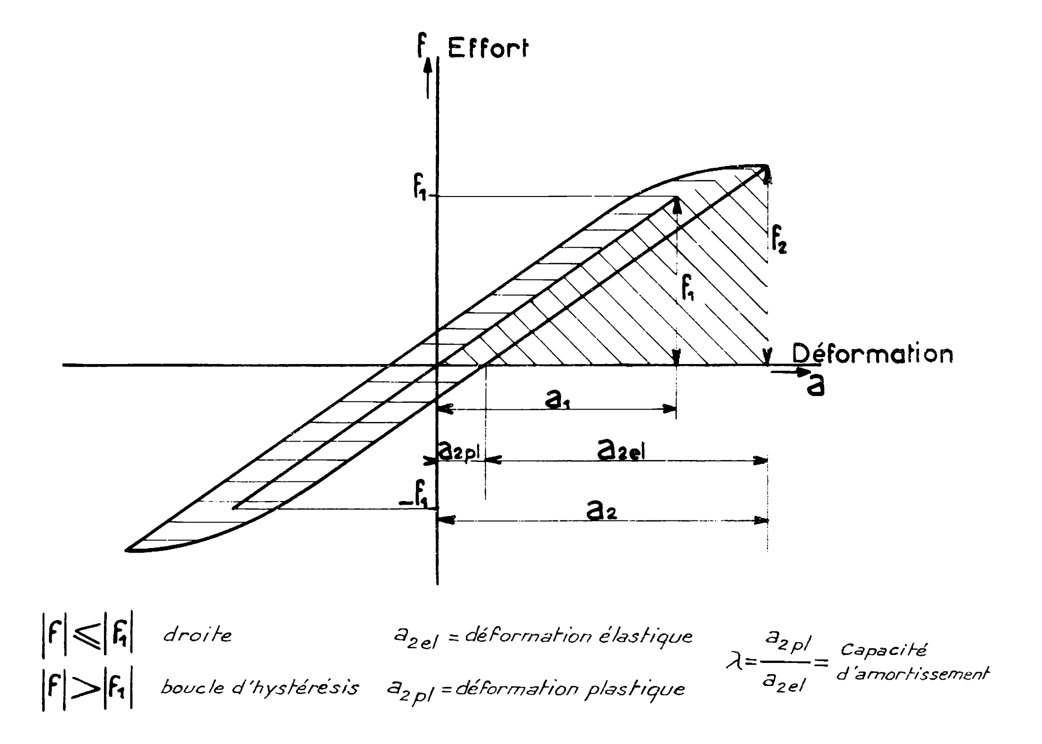


Fig. IX. B. 1. - Effort et déformation.

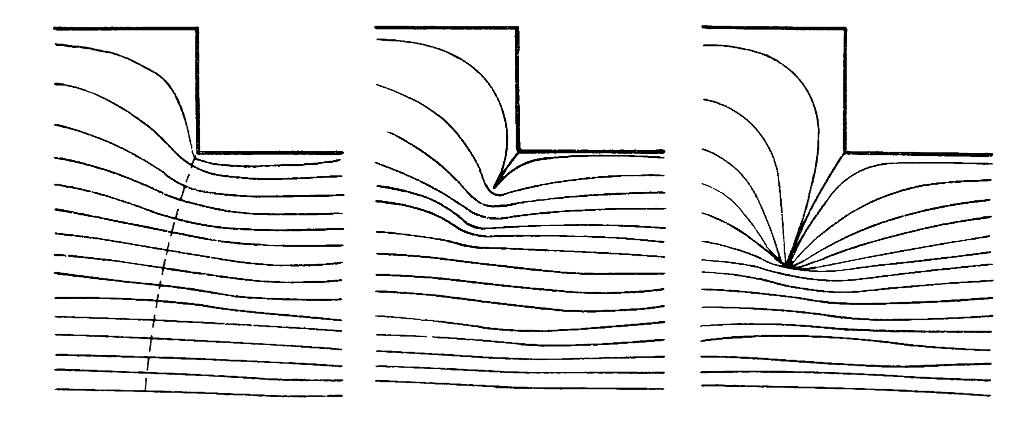


Fig. IX. B. 2. - Propagation d'une fissure de fatigue.

(D'après VDI février 1932)

a) Fissuration progressive qui s'est développée à partir d'une inclusion située sous la table supérieure.
(Exemple de fatigue à la flexion unilatérale).



b) Cassure brusque d'une barre d'acier.

Fig. IX. B. 3. - Types de cassures.

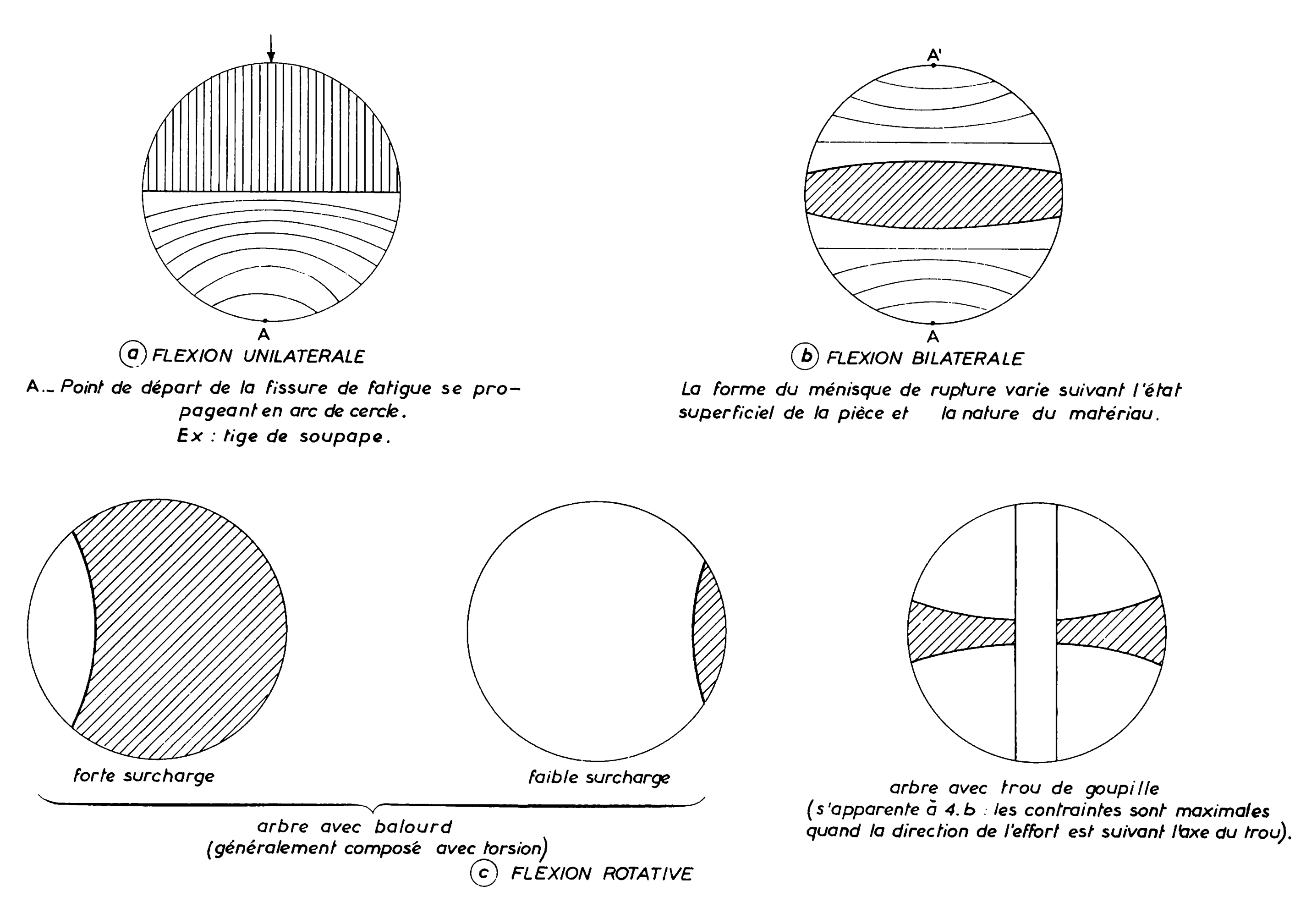


Fig. IX. B. 4. A. - Types de ruptures par fatigue en flexion
(les zones hachurées correspondent aux zones de cassure finale).

comme le démontre la théorie des quanta. Pour que la rupture par fatigue s'amorce en un point, il faut admettre que les contraintes locales dépassent la résistance à la cohésion du métal soit par suite de contraintes internes (importance du revenu et du recuit de stabilisation) soit par suite de défauts internes ou externes créant des pointes de contrainte.

°°°

Les surfaces de séparation des deux pièces d'un corps rompu par fatigue présentent deux zones distinctes :

- Une zone à surface lisse, mate, soyeuse, au voisinage de laquelle on ne découvre aucun allongement sensible, aucune déformation plastique apparente : la zone de fissuration par fatigue ;
- Une zone à grain grossier faisant partie d'un volume ayant subi une déformation plastique importante : la zone de rupture statique finale.

Les fissures de fatigue se développent dans un plan rigoureusement orthogonal aux lignes de force (fig. IX. B. 2). Si la pièce comporte un brusque changement de section, la rupture se propage donc dans la partie la plus forte de la pièce. La présence d'une fissure de fatigue perturbe évidemment le champ de ces lignes de force mais la direction générale de la fissure n'en est pas, néanmoins, sensiblement changée.

La zone de fissuration de fatigue présente fréquemment des lignes d'arrêt ou de ressaut dans le cheminement ; l'existence de ces lignes paraît due à la faculté du métal de répondre par une déformation plastique à l'augmentation locale de contrainte au fond de l'entaille créée par la fissure ; ces lignes sont particulièrement nettes pour les métaux à grande capacité de déformation plastique rémanente (fig. IX. B. 3).

L'aspect général des cassures est particulier à chaque type d'efforts générateurs.

Dans le cas de flexion simple, la fissure s'amorce sur (ou au voisinage immédiat de) la fibre la plus allongée où la contrainte est maximale ; elle se développe ensuite en arc de cercle autour de ce point jusqu'à devenir une droite sur la fibre neutre (fig. IX. B. 4A. a).

Dans le cas de flexion bilatérale, la cassure finale occupe une position médiane dans la section rompue et affecte la forme d'un ménisque (fig. IX. B. 4A. b).

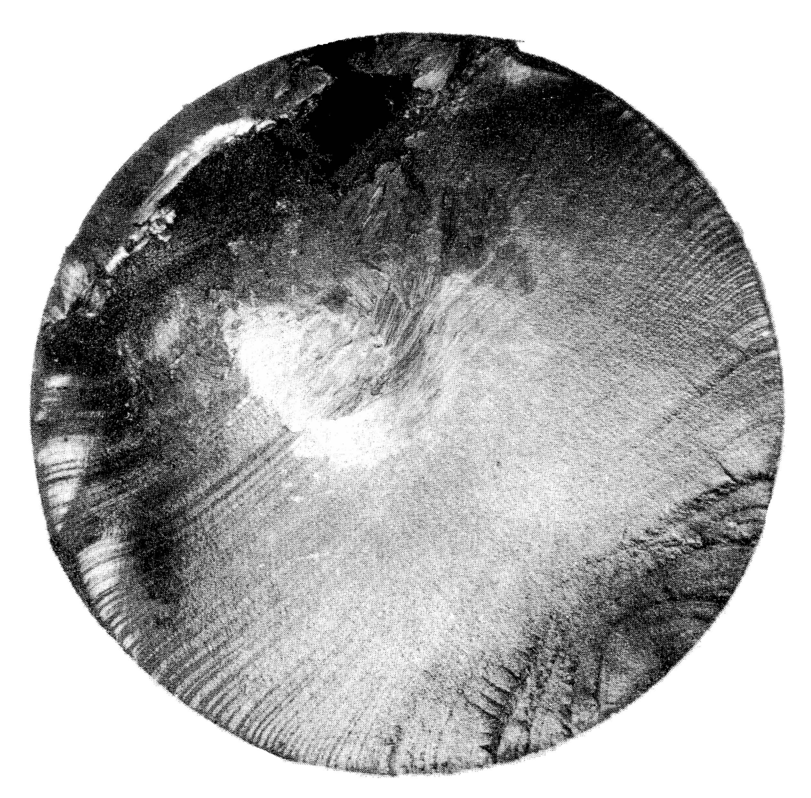


Fig. IX. B. 4. B a. - Photographie d'une fissuration de fatigue par flexion rotative (voir fig. IX. B. 4. A c).

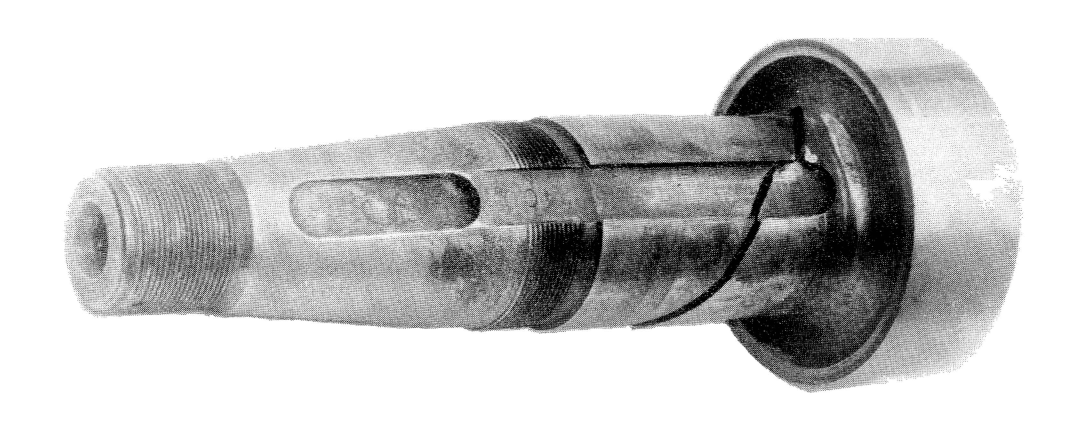
(Document S. N. C. F.)

Dans le cas de torsion alternée, les cassures peuvent être droites (avec métaux ductiles : aciers au carbone) ou à 45 degrés (métaux fragiles : acier trempé, fonte) (fig. IX. B. 4.B b).

La vitesse de propagation de la fissure croît avec amplitude de celle-ci et la première fissure décelable n'apparaît souvent qu'après exécution de 85 à 90 % du nombre des alternances amenant la rupture.

La détection des fissures de fatigue constitue une opération délicate, car ces fissures sont extrêmement fines et, rappelons-le, n'entraînent aucune déformation plastique. Quelquefois, dans le cas de pièces fonctionnant dans l'huile (vilebrequin), un suintement se manifeste ; parfois de tels suintements sont légèrement colorés par les oxydes résultant des corrosions de frottement.

Notons que, la fissure s'amorçant pratiquement toujours sur des défauts, plus la section de la pièce est petite, plus faible est la probabilité de trouver un défaut et plus la limite d'endurance se rapproche



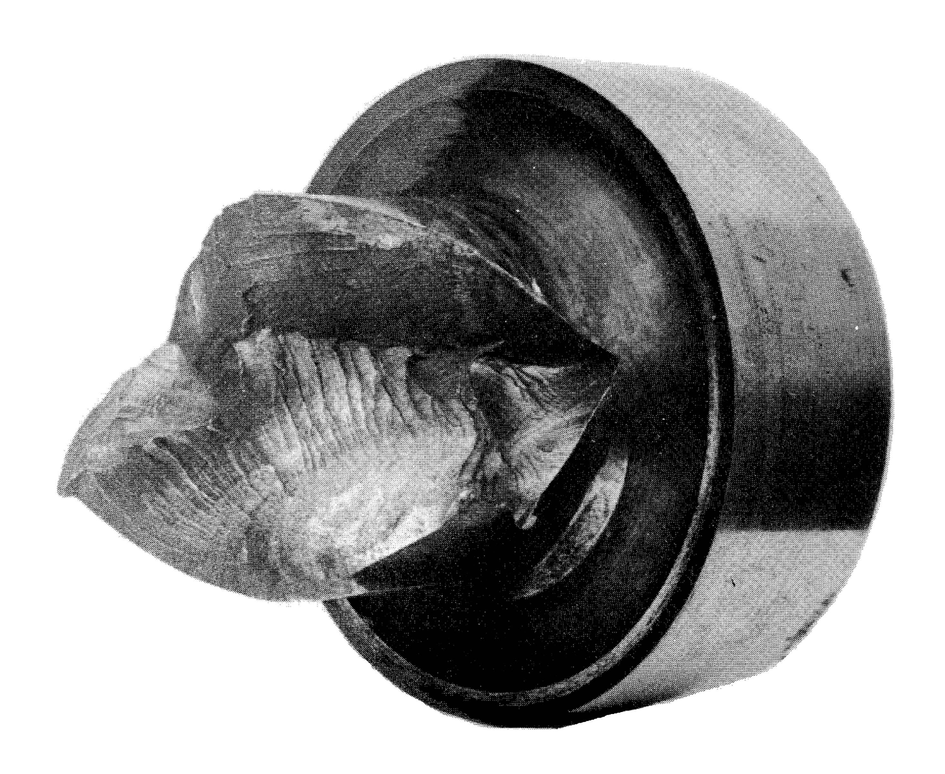


Fig. IX. B. 4.B b. - Fissure de fatigue par flexion et torsion (cône de damper).

(Documents S. N. C. F.)

Fig. IX. B. 5. - Variation dans le temps des déformations élastiques provoquées par des efforts de traction ondulés.

Fig. IX. B. 6. - Variation des déformations élastiques maximales et minimales limites en fonction des amplitudes des efforts de traction ondulés.

de la résistance à la rupture : les câbles composés de fils multiples résistent mieux que les ronds de même section globale, d'autant plus que, par surcroît, toute fissure se propageant dans un fil n'intéresse au maximum que la section de celui-ci.

°°°

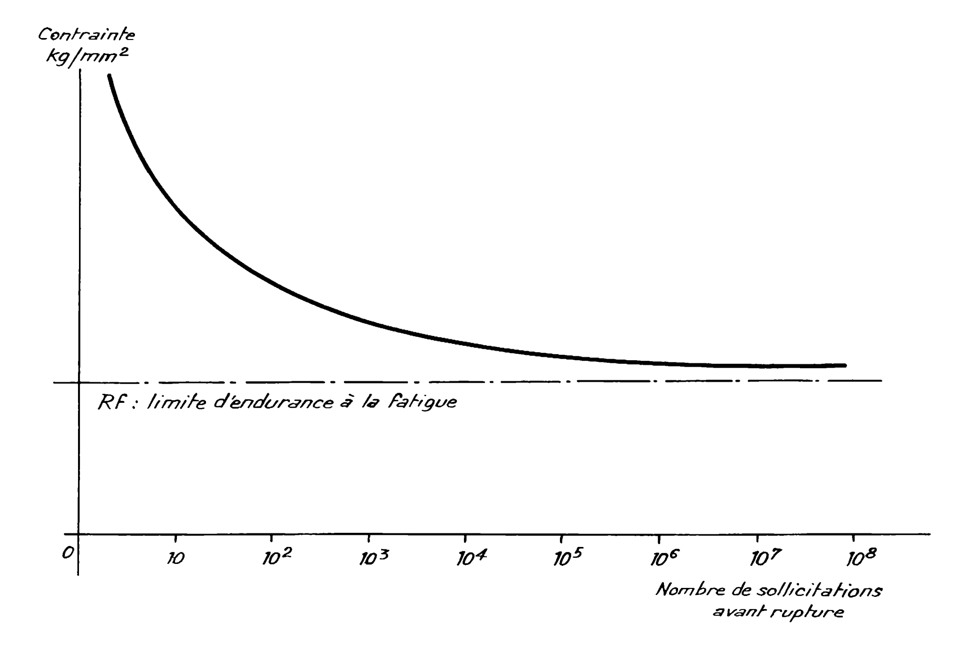
On admet que pour chaque métal et pour chaque type d'effort existe une limite d'endurance à la fatigue.

Reprenons l'essai de traction sur éprouvette cylindrique. A la création d'une contrainte σ_M conduisant à un déplacement ΔL_1 (fig. IX. B. 5), faisons succéder une contrainte σ_m ($< \sigma_M$) à laquelle correspond une déformation $\Delta L'_1$; remontons à σ_M, nous trouvons ΔL_2 ($> L_1$), redescendons à σ_m ... ; nous arriverons ainsi finalement, assez rapidement en général, à des valeurs ΔL_n et $\Delta L'_n$ que l'on ne peut pratiquement pas différencier de ΔL_{n-1} et $\Delta L'_{n-1}$.

Recommençons l'essai avec une nouvelle éprouvette et diminuons σ_M en maintenant σ_m à la valeur primitive ; on constate alors une diminution de l'aire délimitée par les boucles ΔL_n, $\Delta L'_n$; par ailleurs cette aire - véritable aire d'hystérésis fonction, toutes choses égales par ailleurs, de la viscosité du matériau - se redresse ; au fur et à mesure que σ_M diminue, le déphasage Δt et l'aire tendent, l'un et l'autre, vers une valeur minimale non nulle constante tandis que le coefficient apparent d'élasticité $\sigma_M - \sigma_m / \Delta L_1 - \Delta L'_1$ croît et tend vers une valeur constante finie (fig. IX. B. 6).

Si au contraire nous augmentons σ_M nous constatons que le déphasage et l'aire croissent indéfiniment tandis que le coefficient apparent d'élasticité tend vers zéro ; au bout d'un nombre d'alternances $K < n$, on obtient la rupture ; pour une valeur donnée de σ_m, K est, toutes choses égales par ailleurs, fonction décroissante de σ_M selon une courbe exponentielle dite courbe de Wöhler (fig. IX. B. 7).

Si les cycles sont purement alternés (symétriques par rapport à l'effort nul), l'écart $\sigma_M - \sigma_m$ est le double de R_f. Dans le cas d'efforts ondulés (valeur moyenne différente de zéro) l'écart limite correspond à la différence algébrique des valeurs des efforts maximaux et



Variation de la limite d'endurance à la fatigue R_f dans le cas d'efforts purement alternés en long.

$$R_f = R \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4$$

avec

R = résistance à la rupture, voir tableau 1 et planche a (p. 79 et 80)

k_1 = coefficient de fatigue à la flexion rotative .... voir planche b (p. 81)

k_2 = coefficient de forme .... voir planches b et c (p. 81 et 82)

k_3 = coefficient d'état de surface, voir planche d (p. 83)

k_4 = coefficient du type de sollicitation .... voir planche e (p. 84)

Fig. IX. B. 7. - Représentation de la notion de limite d'endurance à la fatigue.

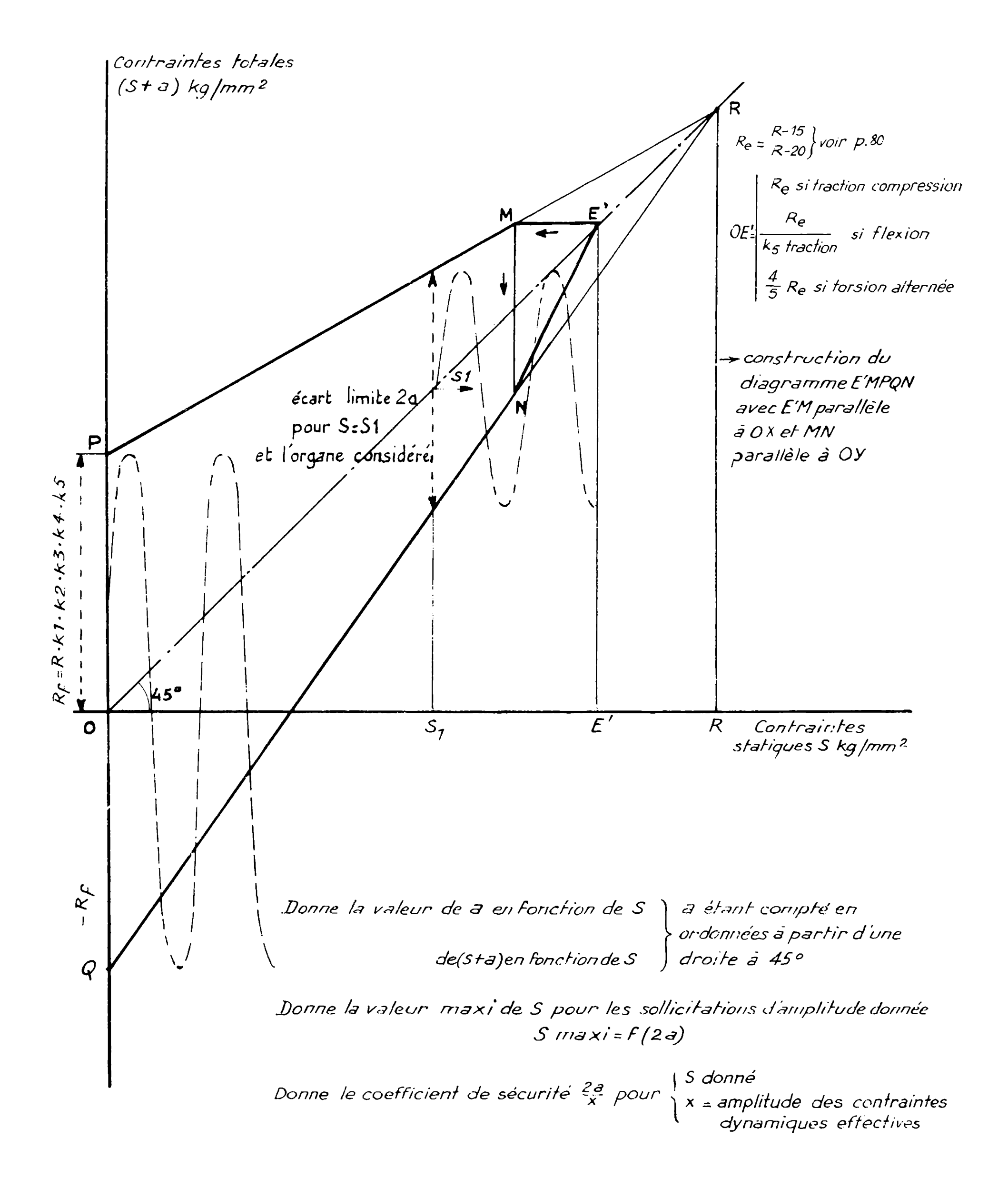


Fig. IX. B. 8. - Diagramme de Goodmann.

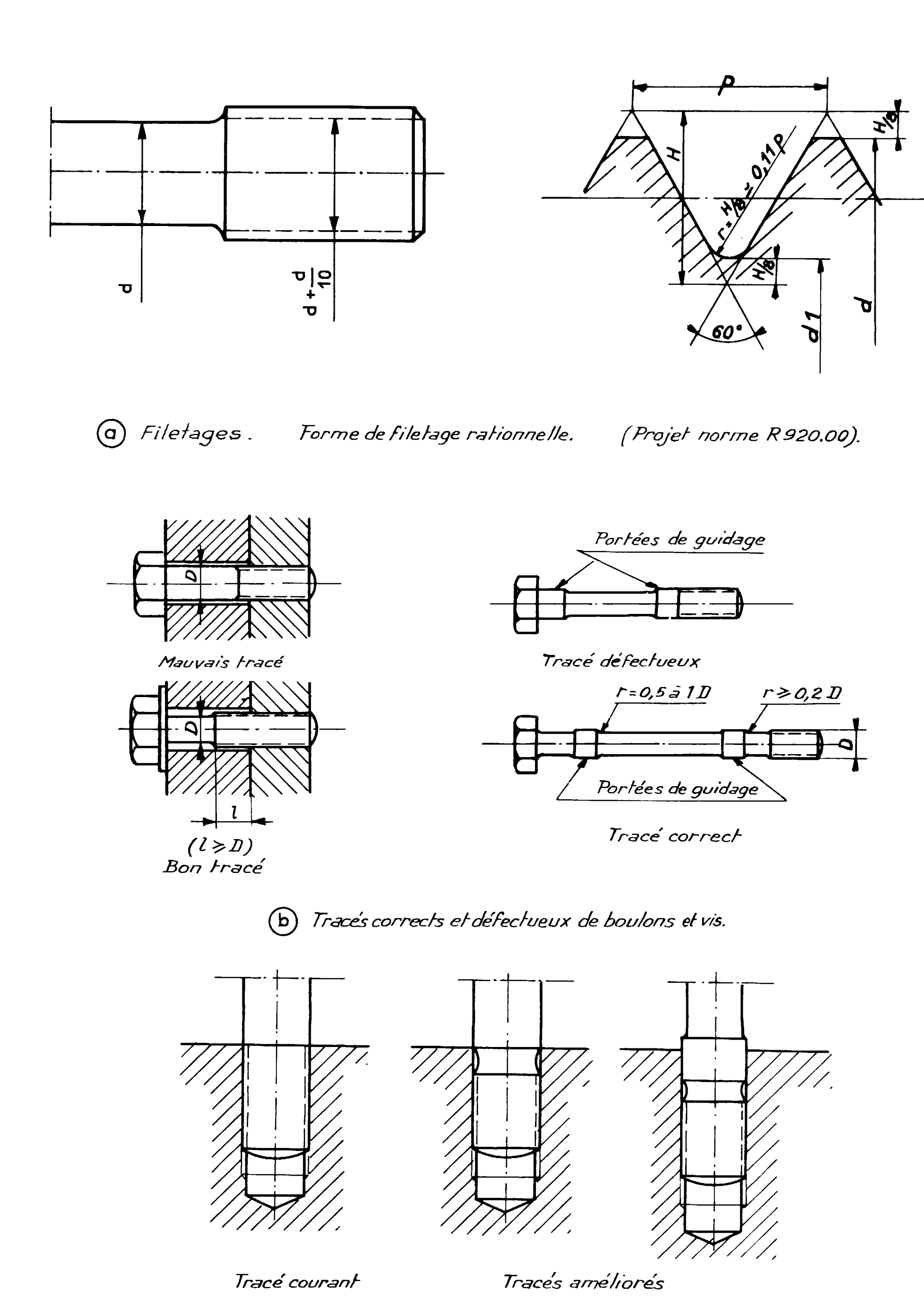


Fig. IX. B. 9. - Pièces soumises à tension sous torsion.

minimaux, mais la limite d'endurance à la fatigue augmente quand l'effort moyen devient une compression : pour déterminer la courbe de Wöhler il importe donc, en plus des coefficients K_1, K_2, K_3, K_4, indiqués sur la figure IX.B.7 et explicités en annexe, de préciser à la fois l'écart limite et la valeur moyenne de l'effort ; pour chaque valeur moyenne existe un écart limite donné.

On peut représenter graphiquement la variation de l'écart limite en fonction de la valeur de la contrainte statique : la représentation la plus classique en est celle de Goodmann qui n'est utilisable que pour les efforts en long (fig. IX.B.8).

Dans le cadre du moteur Diesel, les pièces telles que :

boulons vis goujons	de	bielles culasses chapeaux de palier

sont soumises à deux sortes d'efforts :

1. Une extension statique permanente, due au serrage à la mise en place ;
2. Un effort, de même direction que l'extension ci-dessus, de grandeur et signe cycliquement variables, effort supplémentaire dont la répétition est la cause de la fatigue du métal et peut à la longue engendrer la rupture, si l'écart limite est dépassé.

Cet écart limite, ainsi que la limite d'endurance à la fatigue, varie en fonction :

- Du matériau utilisé (R, R_e, traitements thermiques ...) ;
- De la forme de la pièce (congés, différences de section, filetages ...) ;
- De l'état de surface ;
- Du type de sollicitation (flexion, cisaillement, compression ...);
- De l'effort statique auquel la pièce est soumise par ailleurs ;
- Du mode d'implantation (fig. IX.B.9c).

Nous développerons plus complètement à l'occasion de l'étude de la tête de bielle (chapitre XI) les raisons fondamentales pour lesquelles les contraintes dynamiques d'origine externe ne doivent pas s'ajouter telles quelles à la contrainte statique S créée dans l'assemblage du fait du serrage initial. Remarquons sans plus attendre que la tension dynamique provoque dans la pièce tendue un supplément d'allongement qui soulage la pièce comprimée et diminue d'autant sa réaction sur la

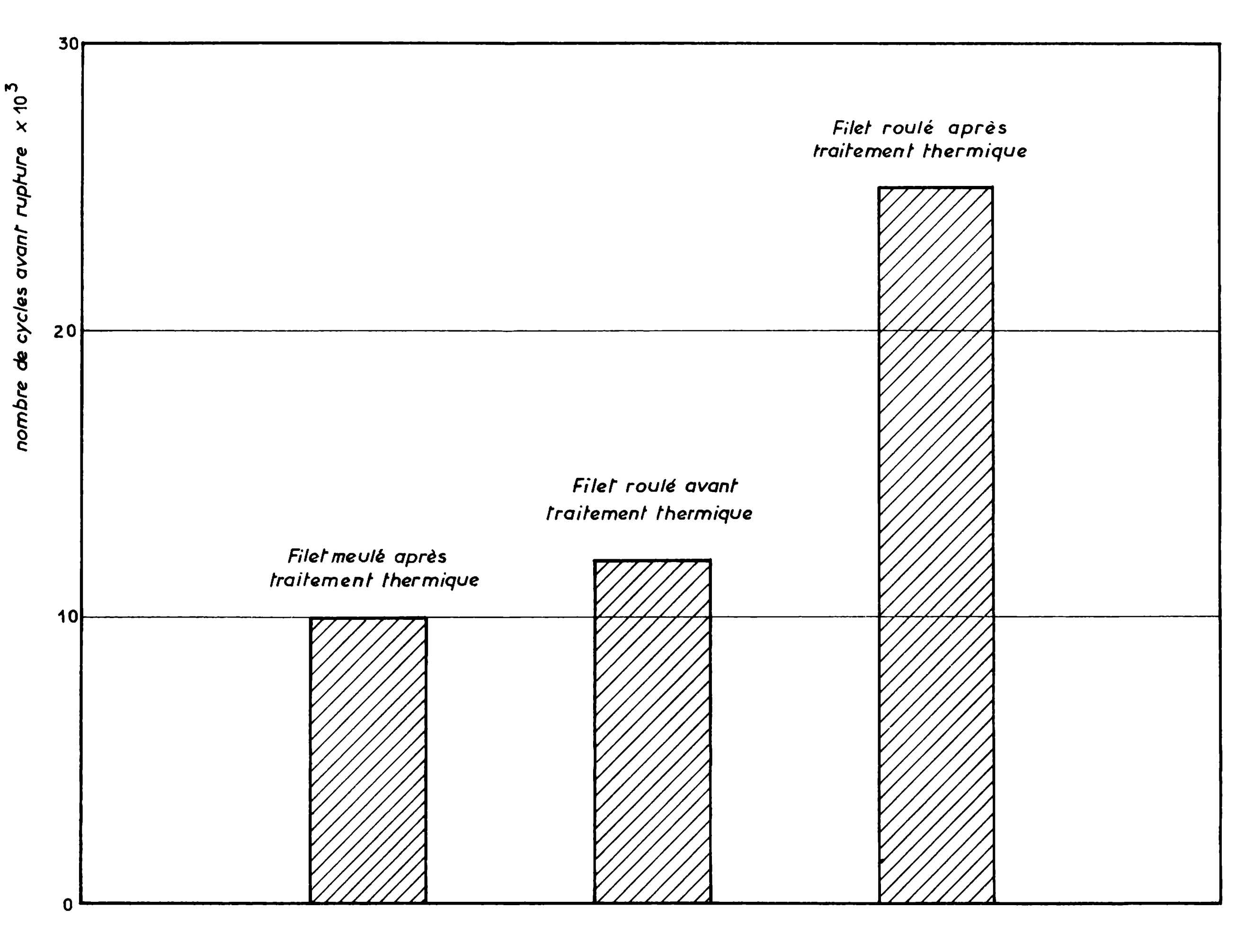


Fig. IX. B. 10. - Tenue à la fatigue de filetages en acier allié soumis à des contraintes alternées de 120 kg/mm^2.

(Extrait de The iron age, 13 mars 1958.)

pièce tendue ; la charge supplémentaire effectivement appliquée à la pièce sous tension est en conséquence égale à la différence entre la tension dynamique externe et la variation de la réaction interne. Au total, l'intérêt commande que cette dernière soit aussi grande que possible ; pour cela il faut adopter :

- Une pièce sous tension (boulon, vis, goujon) très élastique
- Une pièce sous compression très rigide

et choisir un taux de serrage aussi élevé que le permet la limite ME' du diagramme de Goodmann afférant à l'acier utilisé compte tenu de l'amplitude x des contraintes dynamiques résultant de la section de la pièce tendue.

Mais il ne faut cependant pas perdre de vue que l'effort appliqué par le serrage de l'écrou ne se traduit pas par une traction pure mais par une tension sous torsion.

La tension limite résultant d'un tel serrage par vissage est inférieure à la limite d'élasticité R_e d'une quantité qui, étant fonction du frottement entre les filets en regard, dépend finalement des matériaux en regard, de la propreté des parties filetées, des états de surface et du lubrifiant. La limite à adopter croît de 0,5 R_e dans le cas d'un filetage sec et grossier à 0,9 R_e pour un filetage fin en acier allié lubrifié et parfaitement nettoyé.

Pour que la tension réellement appliquée sur la vis soit correcte, le serrage doit conduire à un allongement donné correspondant à la tension requise. A défaut de pouvoir vérifier l'allongement sous tension, il faut donner la valeur de l'angle dont il faut faire tourner l'écrou à partir de la position "serrage nul, assemblage au contact". Les procédés de serrage consistant à se servir d'une clé à limiteur de couple ou d'une simple clé ordinaire conduisent fréquemment à des mécomptes importants.

Le respect de la tension globale ne peut évidemment affranchir de contraintes locales exagérées que sous réserve que le dessin de l'assemblage ait été correctement établi. La pièce la plus vulnérable de l'assemblage est évidemment la pièce soumise à tension ; les précautions spécifiques suivantes doivent être observées à son égard :

1) Le fond de filet doit être arrondi (fig. IX.B.9a).
2) Le diamètre intérieur du filet doit être supérieur au diamètre du fût du boulon (fig. IX.B.9a).
3) L'exécution du filetage doit être assuré par roulage, procédé qui ne détruit pas la fibre du métal (fig. IX.B.10).

Quoi qu'il en soit c'est l'écrou qui, le plus souvent, porte la responsabilité des ruptures de fatigue dans la partie filetée du boulon ; c'est en effet l'écrou qui, travaillant à la compression donc se déformant peu, concentre sur le premier filet tout l'effort de serrage. L'adoption d'écrous avec premiers filets tronqués (surtout dans le cas d'écrous portant à leur base une collerette de renforcement) ou d'écrous élastiques dans le sens radial permet de faire concourir plusieurs filets à l'effort de serrage. Les têtes de boulon doivent également être prévus avec des congés généreux.

On évitera les surfaces de filet trop lisses, qui risquent de faciliter le desserrage donc la détérioration rapide de l'assemblage ; on se méfiera en conséquence des filets taillés à très grande vitesse.

°°°

La rupture de fatigue étant essentiellement un phénomène de surface, la structure des couches superficielles présente une importance considérable. Tout traitement provoquant en surface une compression aura un effet bénéfique comme toutes les fois où l'effort moyen est une compression.

Si nous désignons par 100 la limite d'endurance à la fatigue d'une éprouvette polie mécaniquement, les limites d'endurance pour d'autres structures de surface se situeront environ comme suit :

Eprouvette finie de tour	65 - 90
Eprouvette polie électrolytiquement ..	70 - 90
Eprouvette polie mécaniquement	100
Eprouvette rectifiée par meulage	80 - 140
Eprouvette grenaillée	85 - 155
Eprouvette galetée	115 - 190

Un dépôt électrolytique (chromage par exemple) provoque parfois des réductions de la limite de fatigue pouvant atteindre 35 % alors que parfois la limite n'est pratiquement pas modifiée : les conditions du dépôt semblent donc avoir une importance prépondérante (on sait d'ailleurs que suivant la température du bain, la densité du courant et la concentration en acide chromique la dureté Brinell d'une surface chromée varie entre 400 et 1 200). Il semble que l'hydrogène soit la cause de ce mécompte : un recuit à basse température, de préférence dans le vide, améliore sensiblement la situation.

Dans le même esprit une excessive décarburation provoque une chute considérable de la résistance à la fatigue ; à l'opposé une carburation excessive peut provoquer encore plus de troubles en fragilisant la surface.

Le grenaillage et le galetage, moyens mécaniques modifiant les caractéristiques superficielles,sont bénéfiques à condition qu'on en limite les effets en profondeur. Par contre un emmanchement à force, une trempe trop dure abaissent la limite d'endurance à la fatigue.

° ° °

Si les calories reçues dans une pièce varient cycliquement dans le temps, des fatigues génératrices de contraintes et de déformations naissent au sein de la pièce. Les amplitudes des déformations ainsi créées croissent avec l'élévation de température moyenne de la pièce ; des phénomènes secondaires tels que changement de structure (fer α en fer γ) ... peuvent modifier considérablement la situation.

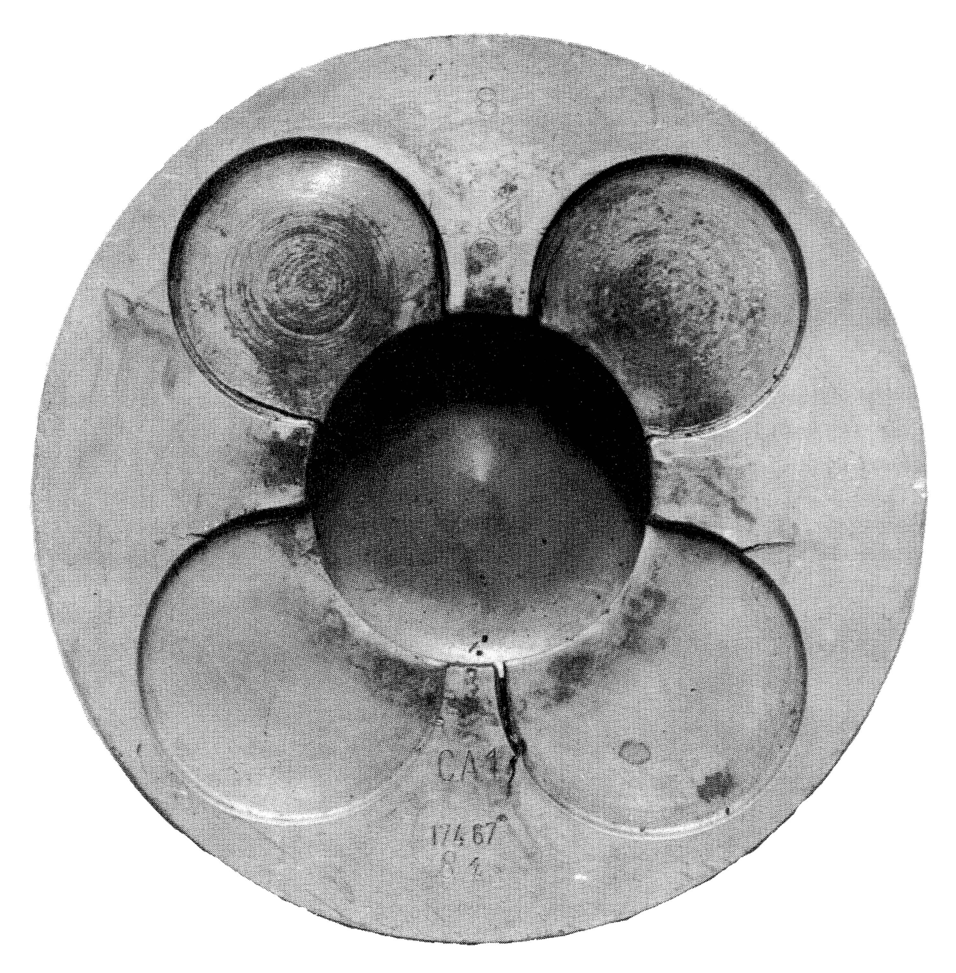


Fig. IX. B. 11. - Fissures dans une tête de piston provoquées par des contraintes d'origine thermique (Document S. N. C. F.)

Celle-ci peut se compliquer encore plus du fait que la partie soumise aux variations de température ne peut se dilater et se rétreindre librement,bridée qu'elle est par le reste du corps : les coefficients de conductivité thermique (λ en cal/m/s/°C, $MLT^{-3}\theta^{-1}$) et de transmission thermique de surface (h en cal/m^2/s/°C, $MT^{-3}\theta^{-1}$) jouent un rôle équivalent à la ductilité.

Des criques naissent ainsi souvent au sein du matériau (têtes de piston, fig. IX.B.11) ; l'expérience consistant à plonger dans l'eau froide l'une des arêtes de prismes, qui, composés d'alliages aux propriétés mécaniques et thermiques voisines, avaient été portés à haute température, met en valeur des différences radicales de comportement entre ces divers alliages : la métallurgie du matériau est un facteur déterminant dans le domaine des fatigues d'origine thermique. On constate en particulier que la résistance à la fatigue d'origine thermique augmente lorsque la grosseur du grain du matériau diminue.

BIBLIOGRAPHIE

LIPSON. Conceptions nouvelles du "coefficient de sécurité" à adopter pour le dessin des moteurs. S.A.E. Preprint 120 T, 27-29 octobre 1959.

SPROAT. Des boulons tendus arrêtent les fissures de fatigue . The Iron Age, 13 mars 1958.

BROWN et Mc CLIMONT. Contrainte de fatigue de cinq types de goujons. Engineering, 25 mars 1960.

Comment doubler la résistance à la fatigue des boulons filetés. Machine Design, 24 décembre 1959. Traduction U.T.A.C. 60-34.

EYWOOD. Vie plus longue pour écrous et boulons. Engineering, 8 avril 1960.

DUDLEY. Le contrôle des contraintes dans les cannelures. Product Engineering, 23 décembre 1957. Traduction U.T.A.C. 58-24.

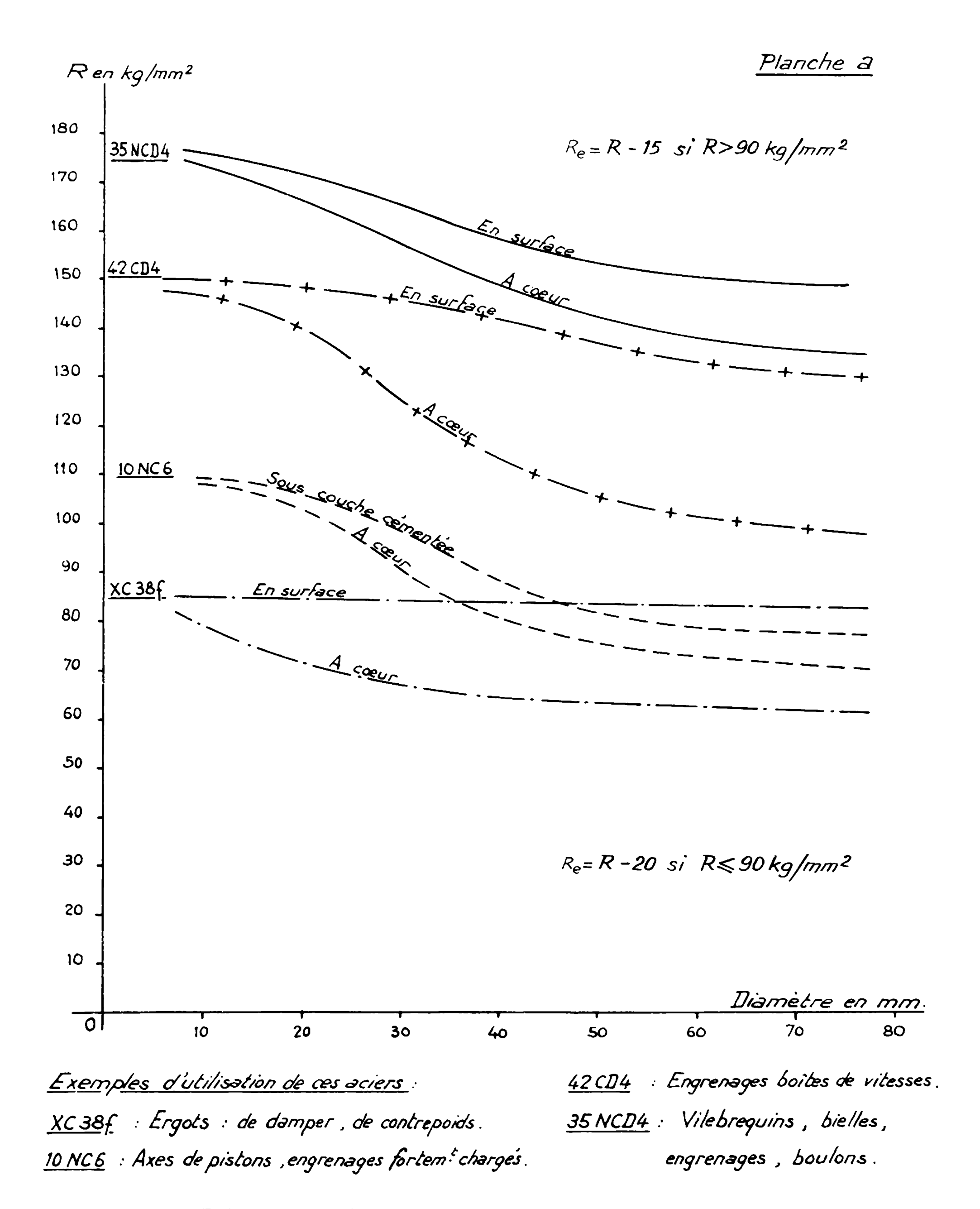
A N N E X E

au chapitre IX. B.

Tableau 1

Nature de l'acier	Composition chimique							Traitement thermique	Caractéristiques mécaniques				Limite de Fatigue (en flexion rotative à 10^6 cycles) : Rf
	C	Mn	Si	S	P	Ni	Cr		E	R	A%	Km	
Acier doux	0,19	0,42	0,26	0,006	0,04			*Recuit 900° Refroidi à l'air*	26	45	30	12,8	23
Acier 1/2 dur	0,36	0,25	0,16	0,015	0,012			*Recuit 850° Refroidi à l'air*	36	59	24,2	13,1	27
Acier dur	0,60	0,70	0,18	0,016	0,048			*Trempe à l'eau 850° Pas de revenu*	150	170	7	3,5	44
Acier au Ni de cémentation	0,10	0,30	0,07	0,020	0,015	2,1	0,03	*Trempe à l'eau à 850°*	41	54	17,5	24	35,4
Acier Ni-Cr 1/2 dur	0,34	0,25	0,14	0,005	0,019	2,45	0,85	*Trempe à l'huile 850° Revenu 200°*	160	180	10	6,1	46,5
Acier inoxydable à 13% de Cr	0,25	0,45	0,67	0,021	0,017		13,8	*Trempe à l'huile 950° Revenu 500°*	130	160	9,5	2,1	75

Limite d'endurance de fatigue et propriétés mécaniques de quelques aciers (d'après R. Cazaud).



Résistance à la rupture déduite des courbes
de pénétration de trempe fournies par les aciéries.

Coefficient k 1 (fatigue pour flexion rotative)

Acier Utilisation	A 42 boulonnerie courante	A 56 boulonnerie courante	XC 12 f poussoir	XC 38 f boulonnerie qualité	XC 48 f clavette	45 S 8 ressort soupape	100 C 6 roulement à bille
Traitement	sans	sans	cémenté	traité pour R = 95	traité pour R = 105	traité pour R = 180	
K 1	0, 66	0, 47	0, 50	0, 47	0, 44	0, 37	0, 55

Acier Utilisation	10 NC 6 axe piston	16 NC 6 boulonnerie qualité	16 NC 6 arbre à came	35 CD 4 vilebrequin engrenage	35 NCD 4 engrenage	35 NCD 4 vilebrequin	
Traitement	cémenté	traité pour R = 90	cémenté	trempé à l'huile R = 105	traité pour R = 200	traité pour R = 130	
K 1	0, 43	0, 55	0, 45	0, 48	0, 35	0, 48	

Coefficient k 2 (de forme)

a) Trous cylindriques coupant l'arbre à angle droit.

Influence du rapport $\frac{d}{D}$ du diamètre du trou au diamètre de l'arbre.

$\frac{d}{D}$	0, 06	0, 15*	0, 20*	0, 4	0, 6	0, 8
K 2	0, 73	0, 49	0, 50	0, 73	0, 85	0, 91

valeurs pour acier extra doux R = 40

*rapports pour lesquels Rf est minimum, quelle que soit la nature du métal (aciers à haute résistance y sont plus sensibles que les aciers doux).

Influence de la charge de rupture pour $\frac{d}{D}$ = 0, 15 (Rf∼ mini) (d'après Cazaud).

Matière	Duralumin	Laiton	35 NCD4	XC 80f	16 NC6	35 CD4	35 NCD 4	10 NC6	35 NCD4	35 NCD4
Traitement	traité		recuit	recuit	T.H 850 Ru 600	T.H 820 Ru 625	T.H 850 Ru 625	T.H 825	T A 850 Ru 550	T A 850 Ru 200
R	40	50	64	80	80	90	115	132	144	170
K 2	0, 60	0, 70	0, 57	0, 65	0, 65	0, 51	0, 60	0, 64	0, 55	0, 68

T.H : trempé à l'huile — T.A : trempé à l'air
T.E : trempé à l'eau — Ru : revenu

Coefficient k2 (suite)

Planche C

b) Filetages

	Acier	A 42	XC 38 F	35 CD4	10 NC 6	35NCD4
	Traitement	Recuit	TE 850° Ru 600°	TH 820°c Ru 625°c	TH 825°c	TH 820°c Ru 200°c
Ordre de succession des opérations		Recuit Usinage	Usinage Traitement	Traitement Usinage	Usinage Traitement	Usinage Traitement
Charge de rupture en kg/mm²		40	83	100	130	180
Filet 3/8" (9,52 pas 1,58) Filet 3/4" (19,05 pas 2,54)	k2			0,72 0,83		
Filet triangulaire (pas 3, hauteur 2,6)	k2	0,74	0,50		0,11	0,24
Filet (pas 3, hauteur 2,1, r = 0,5)	k2	0,78	0,52		0,24	0,37
Filet (pas 3, hauteur 1,5, r = 0,75)	k2	0,80	0,62		0,35	0,43

Une légère cémentation ou une nitruration sont recommandables après filetage.

c) Formes de révolution

			k2 pour R en kg/mm² 50/80	120/140	160/200
A. CONGÉS ($\frac{d}{D}$ a peu d'importance)	rapport $\frac{r}{d}$				
	0,1		0,49		0,20
	0,2		0,88		0,60
	0,4		0,95		0,88
à choisir	0,6		0,97		0,90
	0,8		0,98		0,92
	1		0,98		0,94
B. EMBASES (d = 7,5 ; D = 14 ; 14 ; r)	$\frac{r}{d}$ = 0,13		0,72	0,75	0,68
C. ENTAILLES RONDES	r	$\frac{e}{d}$			
	2	0,025	0,69	0,68	0,62
	0,05	0,02	0,67	0,55	0,46
	0,05	0,04	0,60	0,50	
	0,05	0,06	0,55	0,45	
	0,05	0,10	0,50		
D. ENTAILLES AIGUES	D / e / α				
	7,5 / 0,1 / 60°		0,60	0,45	0,30
	8,2 / 1,5 / 60°			0,40	
	20 / 6,5 / 90°		0,40		

Coefficient k_3 (état de surface)

a) Avant usinage

Surface	R en kg/mm²	k_3
Forgeage, trempe et revenu (calamine et décarburation)	105	0,55
Forgé, traité, décapé	d°	environ 0,50
Surface fortement rouillée	d°	environ 0,25
Laminage	80	0,50
d°	105	0,40
d°	150	0,30

b) Après usinage

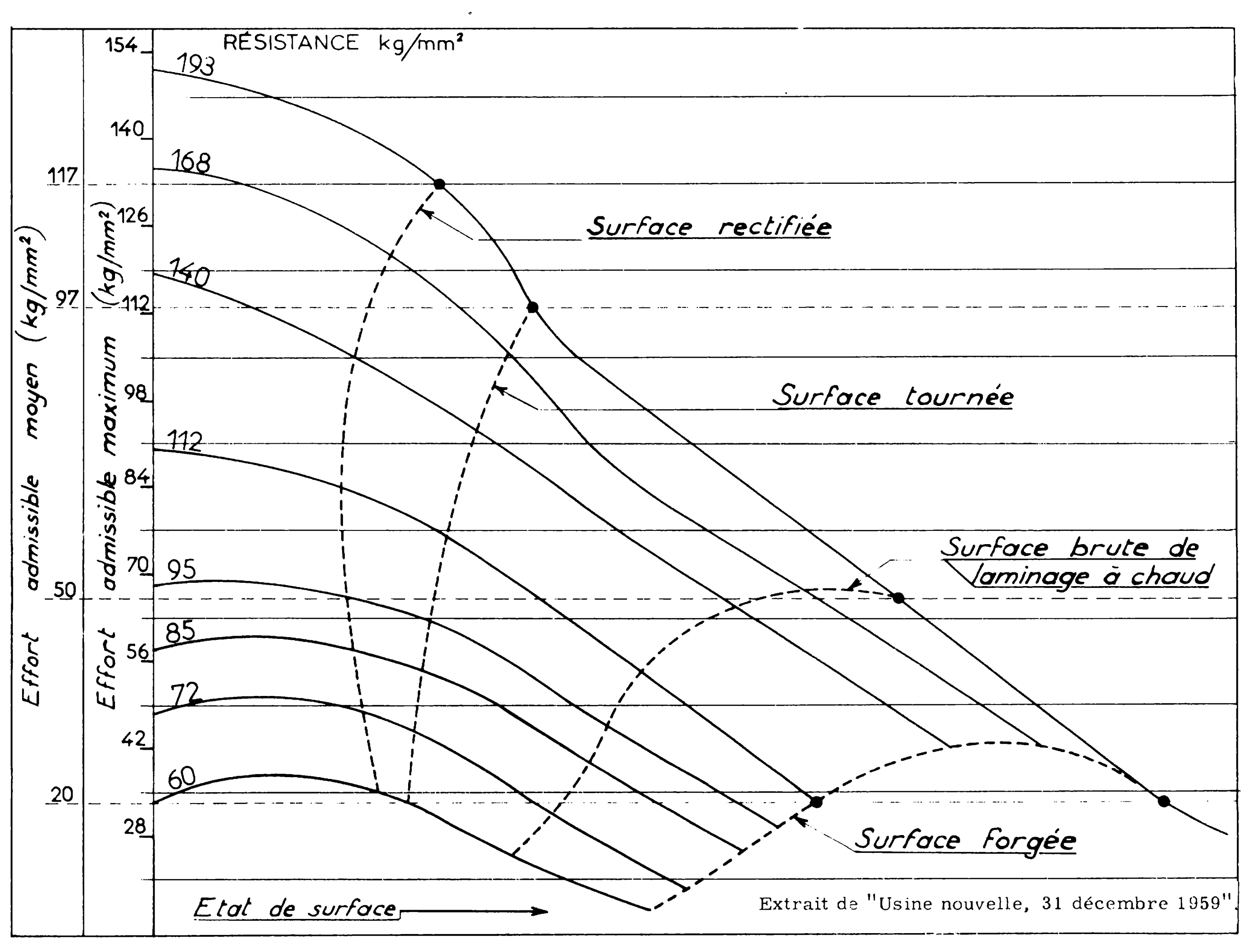
Surface	Profondeur maxima des rayures	R en kg/mm²	k_3
Tour (ébauche)		140 – 180 90 – 120 50 – 80	0,70 0,78 0,85
Tour	0,04	50 – 80	0,88
Meule		70 – 200	0,87
Meule fine	0,005	50 – 80	0,96
Emeri fin	0,004	50 – 80	0,98
Lime bâtarde	0,02	50 – 80	0,80 – 0,82
Lime douce	0,01	50 – 50	0,93 – 0,95

Coefficient k4 (type de sollicitation)

Type de sollicitation	Flexion rotative	Traction compression	Torsion alternée
k4	1	0,7	0,55

Coefficient affectant la limite élastique R_e

Métaux recuits k5	1	0,83	0,515
Métaux traités k5	1	0,89	0,53



Courbes des efforts admissibles en fonction de l'état de surface de pièces d'acier de différentes résistances.

C.- LE FROTTEMENT ET L'USURE

Léonard de Vinci, précurseur de nos connaissances sur la résistance mécanique des matériaux, est également l'initiateur de nos connaissances sur le frottement. Il exprima deux lois :

- Sous une même charge, le frottement donne lieu à une même résistance quelles que soient la longueur et la largeur du contact ;
- La résistance due au frottement est proportionnelle à la charge.

Les phénomènes nés du frottement n'ont pas, depuis le XVe siècle, fait l'objet de recherches aussi approfondies que les questions de résistance ; aussi des bases scientifiques suffisamment solides pour permettre d'ériger des directives fondamentales utilisables par l'ingénieur ne sont-elles pas encore pleinement dégagées.

En conséquence, le constructeur mécanicien ne dispose que de coefficients expérimentaux dont les limites du domaine d'emploi manquent fréquemment de précision et de fermeté.

Or l'un des traits caractéristiques des moteurs à piston est l'importance, en nombre et en rôle, des pièces essentielles qui étant à haute température sont l'objet de déplacements alternés effectués à grande vitesse tout en devant transmettre des efforts dont les composantes perpendiculaires au déplacement sont élevées.

I.- ORIGINE DU FROTTEMENT

Les forces de frottement procèdent de deux origines distinctes :

a) Lorsque, même à charge faible, deux surfaces rugueuses se déplacent l'une par rapport à l'autre, leurs aspérités s'entrechoquent et il faut développer un effort important pour perpétuer le mouvement tant que les surfaces ne sont pas rodées ;

b) Deux surfaces polies pressées l'une contre l'autre ont tendance à adhérer l'une sur l'autre. Si, au repos et à la température ambiante, cette soudure est rarement réalisée par suite de

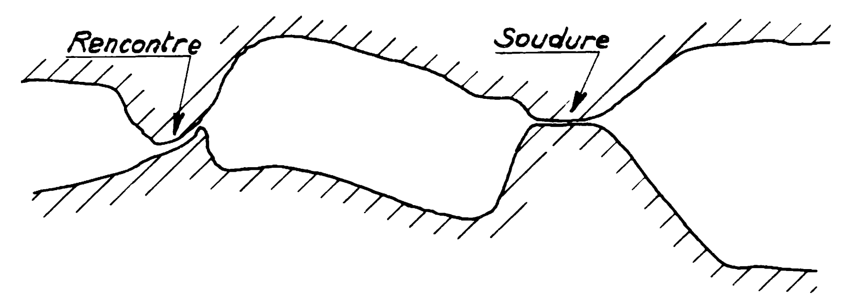


Fig. IX. C. 1. - Frottement à sec : rupture des aspérités + cisaillement des soudures.

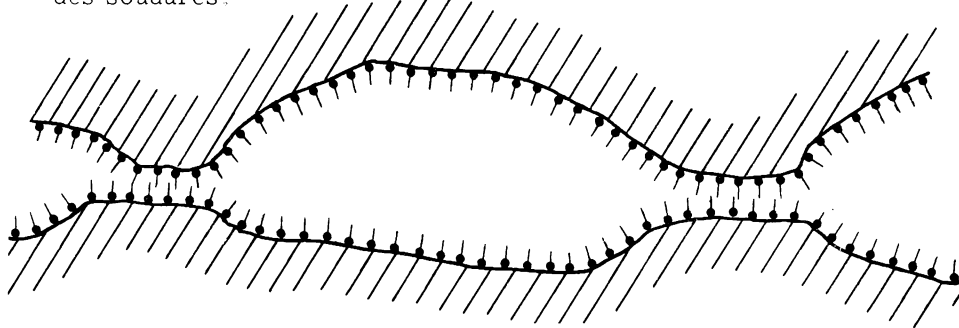


Fig. IX. C. 2. - Frottement hyperonctueux : épilamens des molécules polaires d'acides gras.

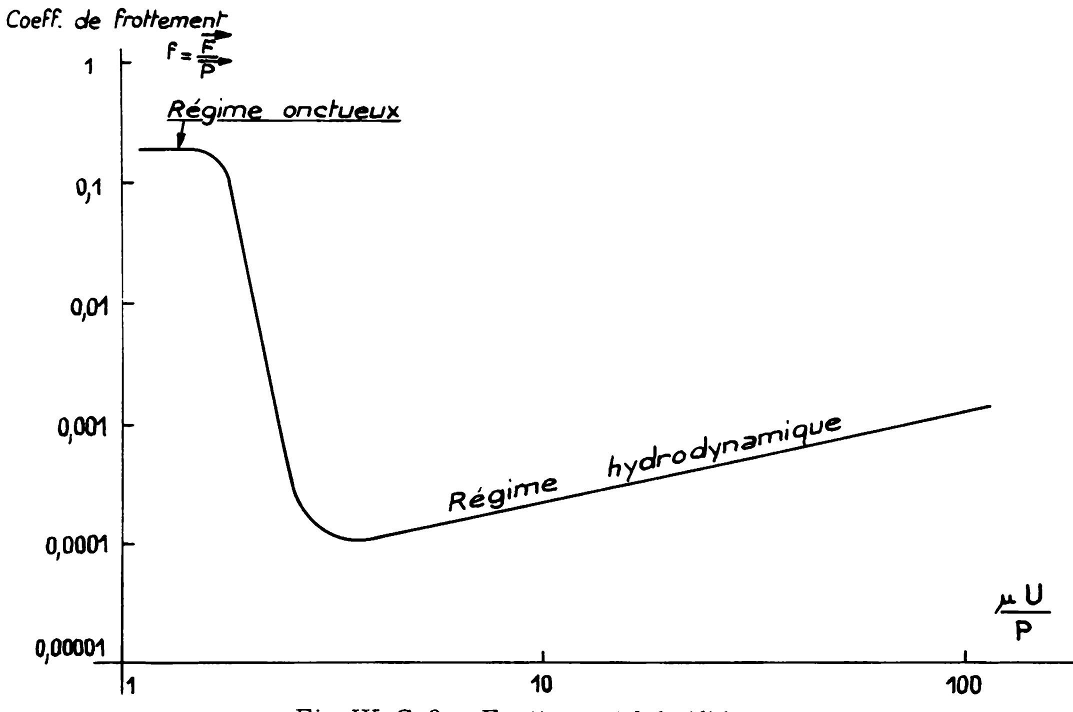


Fig. IX. C. 3. - Frottement lubrifié.

l'interposition d'une couche d'air ou d'oxydes, par contre lors d'un déplacement et du fait que les surfaces en regard ne peuvent être parfaitement lisses la soudure tend à se produire en quelques endroits où, sous l'effet d'une charge même faible, s'est établi un contact métal sur métal.

Notons que si les surfaces sont parfaitement lisses et propres (deux vitres nettoyées avec un solvant volatil) l'absence d'une couche d'air interfaciale conduit à un contact généralisé et à un effort de frottement considérable. Ce cas n'est pratiquement pas industriel mais le superfini tend à le reproduire.

En pratique, dans un assemblage industriel donné, l'usure, détérioration des surfaces résultant du frottement, survient en suivant deux processus :

a) Les surfaces s'usent en perdant de leur rugosité par cisaillement progressif des aspérités. Mais les particules ainsi libérées rayent les surfaces et accroissent leur rugosité. Ainsi l'usure par érosion qui se superpose à l'abrasion peut devenir rapidement prépondérante et croître d'une façon exponentielle ;

b) Les adhérences conduisent, sous l'effet du déplacement, soit à des arrachements superficiels, soit à des cisaillements sous couche, lesquels entraînent également une usure par érosion.

Il importe dans les deux cas d'interposer entre les deux surfaces un lubrifiant, matériau à qualités spécifiques, sous une épaisseur telle que tout contact entre les deux surfaces soit pratiquement supprimé.



Les lubrifiants les plus couramment utilisés sont des liquides visqueux, huiles minérales en général, formant matelas entre les deux surfaces et facilitant l'évacuation tant des calories nées en leur sein du fait des frottements internes que des particules arrachées aux surfaces.

1. En l'absence de lubrifiant, le frottement résulte de l'arrachement des aspérités ainsi que du cisaillement des soudures, plus ou moins étendues et plus ou moins nombreuses, qui, même sous faibles charges, se sont formées (fig. IX.C.1). Les particules libérées sont fréquemment oxydées, ce qui dénote qu'elles furent portées à haute température : le frottement aluminium sur acier donne lieu à formation de particules d'alumine lesquelles, très dures, érodent l'acier.

Soient :

S l'aire des surfaces en regard
s la somme des aires de contact réel ;

on constate que le rapport s/S, peu influencé par le degré de rugosité, varie à peu près proportionnellement avec la charge $\vec{P}$ appliquée ; même avec des surfaces faiblement chargées les pressions réellement exercées sont donc très élevées ; on peut donc penser que s est déterminé par les aires provoquées par l'affaissement plastique des irrégularités entrées les premières en contact : ces irrégularités se sont écrasées jusqu'au moment où les surfaces portantes ainsi créées sont devenues suffisantes pour supporter la charge $\vec{P}$.

On peut considérer que $\vec{P} \simeq R_c \, . \, s$, R_c étant la limite élastique apparente à la compression.

Même si la charge $\vec{P}$ est très faible la pression réelle de contact est suffisante pour provoquer la soudure des parties en contact.

Sous réserve que les faces en regard ne soient pas trop rugueuses, la force de frottement $\vec{F}$ est, dans ces conditions, égale au produit de la contrainte σ_x provoquant le cisaillement par la surface s' des parties cisaillées. Remarquons que le siège du frottement n'est généralement pas localisé à l'interface mais à une faible distance de part et d'autre par suite de l'écrouissage qui se produit au contact : on peut donc écrire $s' \simeq s$.

En conséquence le coefficient de frottement $f = \vec{F}/\vec{P} \simeq \sigma_x / R_c \simeq C^{te}$, résultat annoncé empiriquement par Léonard de Vinci.

Les coefficients de frottement à sec de la plupart des métaux sont voisins les uns des autres, les paramètres σ_x et R_c variant à peu près proportionnellement d'un métal à l'autre ; ils sont pratiquement compris entre 0,5 et 1.

2. En présence d'un lubrifiant, la surface s des contacts métal sur métal devient Ks ; la contrainte provoquant le cisaillement du lubrifiant est σ'_x.

La force $\vec{F}$ devient :

$$\vec{F}' \simeq \sigma_x \, K \, s + (1 - K) \, s \, . \, \sigma'_x \simeq \vec{F} \left[K + (1 - K) \frac{\sigma'_x}{\sigma_x} \right]$$

et :

$$f' = f \left[K + (1 - K) \frac{\sigma'_x}{\sigma_x} \right]$$

A partir du moment où les surfaces sont lubrifiées, l'usure - fonction de K seulement - n'est donc plus proportionnelle au coefficient de frottement. En moyenne l'usure est proportionnelle à $K^{\frac{3}{2}}$: tel lubrifiant conduisant à K = 1/750 entraîne une réduction de l'usure de 1/20 000 alors que le coefficient de frottement est encore de 1/15 du coefficient de frottement antérieur.

L'action du lubrifiant sera d'autant plus importante que K et σ'_x seront plus faibles : K dépend des qualités d'adhésion du lubrifiant sur le métal et σ'_x est l'une des qualités intrinsèques du lubrifiant.

a) Si les surfaces ne sont que très légèrement lubrifiées - cas du régime de graissage dit onctueux - le facteur K est prépondérant. Le frottement et l'usure restent encore en relation directe. Les acides gras présents dans l'huile sont adsorbés par les surfaces et s'y répartissent en assises formées par leurs molécules dressées perpendiculairement à ces surfaces (fig. IX.C.2). La présence de ces épilamens fait tomber à 0,1 environ le coefficient de frottement.

Il ne faut pas perdre de vue que l'ensemble des deux épilamens en regard possède une épaisseur d'environ 50 angströms (soit $50 \cdot 10^{-7}$ mm) ; ceci correspond au 0,1 des dénivellations des meilleurs états de surface et au 0,01 de ce que donne une excellente rectification. On conçoit que ce contact entre épilamens soit, même en l'absence de tout glissement, un état éminemment précaire tendant à rapidement faire place au frottement à sec. Il importe donc de faire appel à des lubrifiants pourvus de solides possibilités d'adsorption : les huiles animales (l'huile de lard) et, à un degré moindre en général, les huiles végétales possèdent naturellement de telles propriétés ; les huiles minérales en sont malheureusement presque totalement dépourvues : aussi s'évertue-t-on fréquemment à les enrichir en molécules à longues chaînes ayant un groupe polaire fonctionnel à une extrémité (carboxyles ...) qui forme un film assimilable aux poils d'un tapis haute laine.

b) Lorsque les surfaces sont abondamment lubrifiées et que se forme un coin d'huile sous pression - régime hydrodynamique - K devient pratiquement nul ainsi que l'usure. Le coefficient de frottement varie alors :

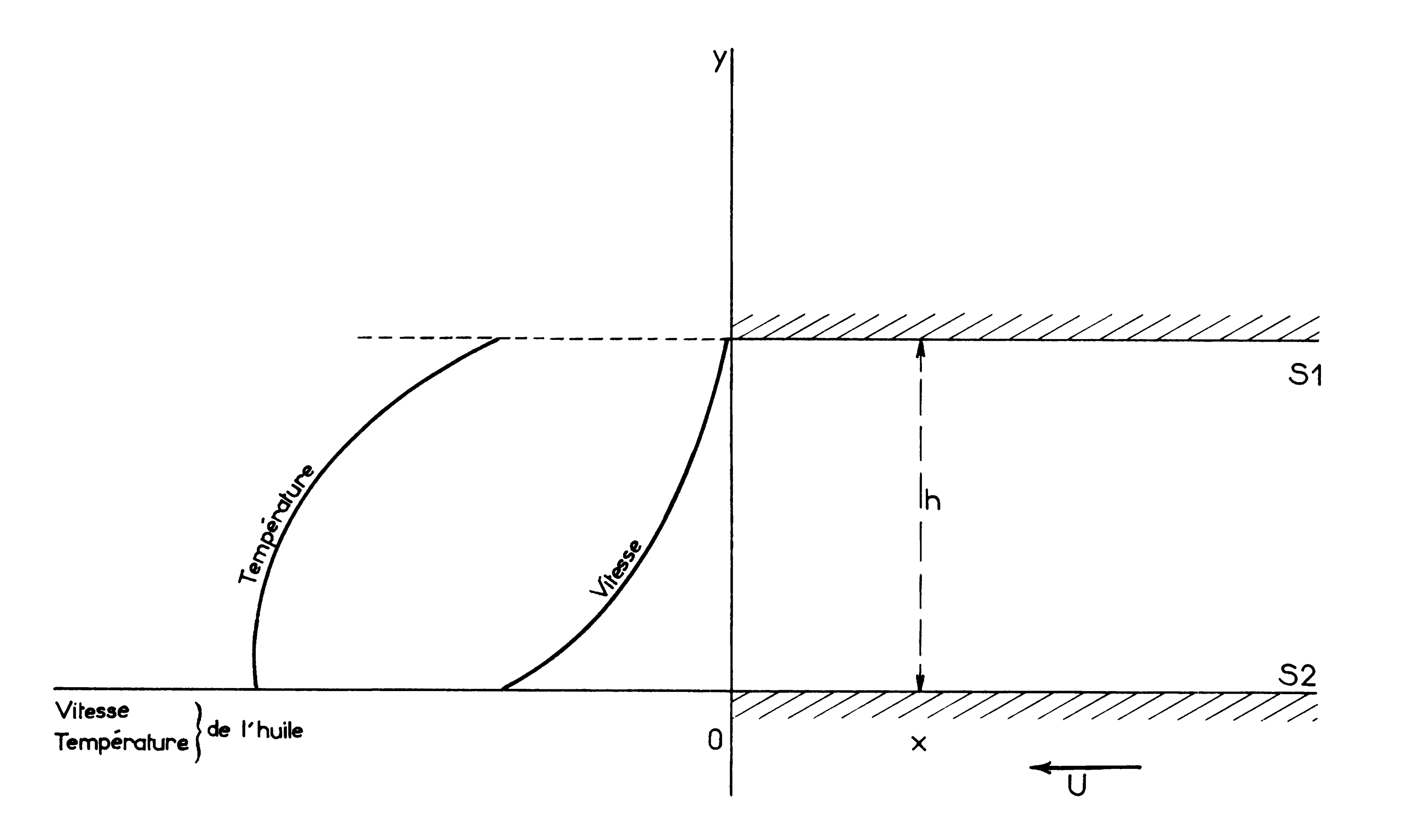


Fig. IX. C. 4. - Frottement hydrodynamique.

- Avec la viscosité du lubrifiant μ
- Avec la vitesse relative de glissement entre les deux surfaces U
- Inversement à la pression moyenne exercée par les deux surfaces

depuis 0,001 à 0,0001.

°°°

Au total la loi de variation du coefficient de frottement se traduit expérimentalement par une courbe telle que représentée en figure IX. C.3.

Précisons que par le terme viscosité on désigne :
- Tantôt avec le qualificatif "dynamique" (μ) une propriété du fluide ;
- Tantôt avec le qualificatif "cinématique" (ν) le rapport entre deux propriétés du fluide, à savoir le rapport de sa viscosité dynamique à sa densité absolue.

Le raffineur a coutume de se servir de la seconde ; le mécanicien ne doit connaître que la première. Celle-ci en effet caractérise l'importance du frottement interne qu'engendre dans le film un mouvement de cisaillement puisqu'elle est le rapport entre la force de cisaillement par unité de surface et le gradient de vitesse dans le fluide :

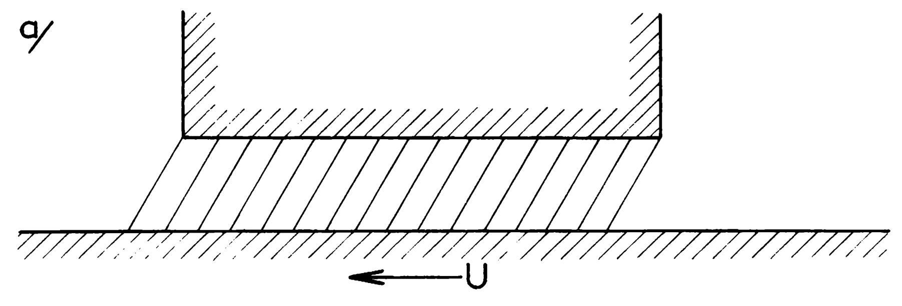
$$\mu = \frac{\sigma_x}{\frac{U}{h}}$$

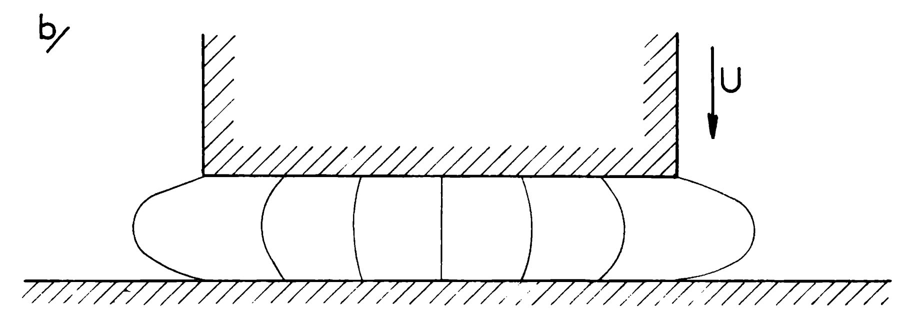
s'exprime en poises ou en kg . s/m^2 ($ML^{-1}T^{-1}$).

La viscosité cinématique $\nu = \mu/\bar{\omega}$ est utilisée dans les problèmes d'écoulement ; elle a pour unité le stoke ou le m^2/s (L^2T^{-1}). Notons qu'un assez grand nombre d'huiles de graissage ont une viscosité cinématique voisine de celle de l'air ; leur comportement dans un palier est néanmoins tout différent de celui de l'air.

La courbe donnée en figure IX.C.3 présente essentiellement deux zones distinctes :

1. La zone correspondant aux faibles valeurs de $\mu U/P$ où il n'y a pas de dépendance directe entre le coefficient de frottement et la viscosité du fait que le frottement se produit entre un nombre plus ou moins grand d'assises moléculaires. On dit alors que l'on est en présence d'une lubrification onctueuse.





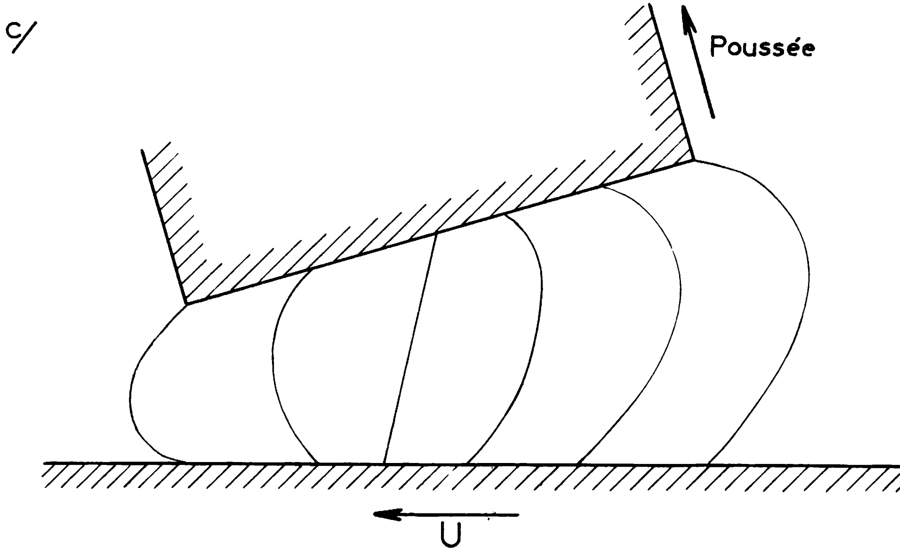


Fig. IX. C. 5. - Régime hydrodynamique.
Résumé des travaux de Reynolds.

2. La zone correspondant aux valeurs élevées de $\mu U/P$ où le coefficient de frottement (d'ailleurs considérablement plus faible qu'en régime onctueux : ne pas perdre de vue que les coordonnées sont logarithmiques) varie en fonction de μ, de U et de P. La pression P développée dans le film d'huile équilibre alors la charge exercée entre les deux surfaces. On dit que l'on est en présence d'une lubrification hydrodynamique.

Entre ces deux zones existe une zone transitoire, dont la position est, toutes choses égales par ailleurs, fonction des qualités de surface des pièces en regard et de l'onctuosité des lubrifiants utilisés.

Pratiquement, tous les mécanismes sont appelés à fonctionner, durant des temps d'amplitude variable, aux régimes onctueux et transitoire. Parfois ces régimes ne sont rencontrés que lors du démarrage ou lors de période de vibrations : c'est par exemple le cas des coussinets ; parfois ces régimes sont les régimes types : c'est le cas du contact segment-chemise au voisinage des points morts. Il s'ensuit que, si les coussinets ne s'usent (sous réserve que l'huile soit propre) que lors du lancement, les segments et les chemises s'usent théoriquement à chaque tour.

II. - LE FROTTEMENT EN REGIME HYDRODYNAMIQUE

Le passage au régime hydrodynamique correspond à l'apparition d'un film liquide dont l'épaisseur, variable avec la viscosité de l'huile, est de l'ordre du micron (10^{-3} mm), c'est-à-dire à un matelas 1 000 fois plus épais que dans le régime onctueux.

Dans ce régime :
- La puissance de frottement fournie par unité de surface apparente est faible ;
- Cette puissance est absorbée au sein même de l'huile ;
- Les calories ainsi dégagées sont évacuées par le courant liquide et se dissipent finalement à travers des surfaces beaucoup plus considérables que celles qui ont été soumises au frottement.

Supposons que deux surfaces, dont l'une S_2 se déplace par rapport à l'autre S_1 avec la vitesse U, soient séparées par un film d'huile d'épaisseur h au point d'abscisse x (fig. IX.C.4). L'épaisseur h étant très petite par rapport aux autres dimensions, une modification de h

ne provoque dans la loi de la vitesse entre S_1 et S_2 qu'une modification négligeable par rapport à U.

Les travaux de Reynolds ont montré que dans ces conditions la vitesse d'une particule de fluide incompressible située en un point quelconque du volume interfacial S_1 S_2 est la somme de deux éléments :

- Un élément variant linéairement en fonction de la distance séparant le point envisagé de la surface fixe
- Un élément variant paraboliquement avec le gradient de pression dP/dx.

a) Si les deux surfaces sont parallèles, dP/dx est nul. La seule variation est linéaire; elle est de la forme $U(1 - y/h)$ (fig. IX.C.5 a).

b) Si, les deux surfaces étant parallèles et stationnaires, le fluide se déplace sous pression, par exemple sous l'effet d'une pompe, un gradient de vitesse existe au sein du fluide et la variation parabolique existe seule, ainsi que cela se produit dans un tube capillaire : la vitesse moyenne du fluide est égale aux deux tiers de la vitesse maximale ($-1/2\ dP/dx\ .\ h^2/4\mu$) atteinte dans le plan médian.

Le phénomène reste le même si les deux surfaces se rapprochent l'une de l'autre sous l'effet d'une augmentation de la charge (fig. IX.C. 5 b).

c) Si S_1 est inclinée par rapport à S_2 à la façon d'un ski nautique (fig. IX.C.5 c), S_1 sera poussée vers le haut et tendra à être entraînée par le fluide interfacial. Si ce fluide est un fluide parfait dépourvu de viscosité, la poussée subie par S_1 ne dépendra que de la vitesse de S_2 et de la déviation imposée au fluide du fait de l'obliquité de S_1 : la poussée en effet ne sera engendrée que par l'inertie du fluide comme cela se produit dans une turbine à eau. Mais, si nous avons affaire à un fluide visqueux, cette poussée sera principalement fonction de la viscosité et -sous réserve que U ne soit pas trop élevée - nous pourrons négliger l'inertie. Lorsque nous allons de S_2 vers S_1 nous traversons des couches liquides dont la vitesse absolue diminue de U à 0. Le gradient de vitesse transversal croît au fur et à mesure que s'amincit le film ; en écrivant que la somme des forces agissant sur S_1 et sur S_2 équilibre la somme des forces de cisaillement dans le fluide (la viscosité = effort de cisaillement/gradient transversal de vitesse est donc assimilée à un module de rigidité G) Reynolds a établi, pour chaque section, la relation entre la pression, la vitesse, la hauteur et la viscosité. Si h_0 est l'épaisseur du film pour laquelle la pression est maximale, $\left(\frac{dP}{dx} = 0\right)$ et x la distance à l'origine :

$$\frac{dP}{dx} = -6\,\mu\, U \frac{h - h_0}{h^3}$$

En intégrant cette équation on trouverait la poussée exercée par l'huile sur S_1 du fait de μ et de la vitesse U de S_2, poussée équilibrant la charge $\vec{P}$. Si $\vec{P}$ croît, h diminue et, à la limite, pourra devenir inférieure aux hauteurs totales des dénivelées et aspérités de S_1 et S_2. On se trouvera alors en certains points dans les conditions de graissage onctueux ; il faudra donc pour éviter l'usure augmenter soit μ, soit U, soit les deux.

Signalons que les conditions du fonctionnement en régime hydrodynamique sont basées sur les postulats suivants :

- Le fluide interfacial est un liquide newtonien, c'est-à-dire un liquide pour lequel l'effort amenant le cisaillement du film est proportionnel à la vitesse de glissement relatif. Les huiles minérales pures sont des liquides newtoniens ; certaines huiles dopées manifestent une perte considérable de viscosité aux forts gradients de vitesse.

- La structure du film est laminaire. Il ressort des essais faits sur l'écoulement des fluides que ceci n'est vrai que pour un nombre de Reynolds inférieur à une valeur donnée. Or ce nombre est proportionnel à U et à h et inversement proportionnel à μ ; il s'ensuit que la vitesse relative des deux surfaces ne doit pas, toutes choses égales par ailleurs, dépasser une certaine valeur, valeur critique au-delà de laquelle on peut penser que la structure du film devient turbulente du fait que les forces d'inertie ne sont plus négligeables vis-à-vis de la viscosité, et ce d'autant moins que l'augmentation de la température de l'huile diminue la valeur de μ, indépendamment de l'action de U sur le μ des huiles non newtoniennes.

Notons enfin que la réalité d'une force interne de frottement due à la viscosité de l'huile et le fait que cette force (MLT^{-2}) soit fonction de :

La charge MLT^{-2}
La vitesse de déplacement relatif LT^{-1}
La longueur et la largeur L des surfaces en regard
La viscosité dynamique $ML^{-1}T^{-1}$ de l'huile

entraînent que, dans le régime hydrodynamique, il existe pour chacune des 3 variables MLT une équation liant les 5 exposants. Ce système de 3 équations à 5 inconnues implique l'existence de 2 relations supplémentaires constituant des relations fondamentales. J. Groff a été

conduit en poursuivant dans cette voie à déterminer dans le cas des paliers lisses deux coefficients sans dimension qui sont précisément le nombre de Sommerfeld et le rapport ℓ / d dont nous parlerons dans le chapitre XIII : Coussinets.

III. - L'USURE EN REGIMES NON HYDRODYNAMIQUES

La quantité de chaleur produite par unité de temps est proportionnelle au produit du coefficient de frottement par la vitesse U de glissement. En régimes non hydrodynamiques cette chaleur, concentrée dans le volume réduit des parties en contact, y provoque des températures d'autant plus élevées que les conductibilités thermiques des métaux en cause sont plus faibles et d'autant plus facilement génératrices de soudures que la température de fusion de l'un des matériaux est plus basse.

Par ailleurs la vitesse de glissement intervient indirectement par le fait qu'elle détermine le temps disponible pour la formation des soudures.

L'arrachement des aspérités soudées provoque l'usure en service,moteur une fois rodé ; cette usure croît à peu près proportionnellement (K_1) avec $\vec{P}$.

Si l'adhésion des surfaces n'est que très légère, le cisaillement a lieu pratiquement dans le plan de contact : le coefficient de frottement et l'usure sont alors faibles comme c'est le cas du frottement argent sur acier utilisé dans le frein du canon de 75. Si les métaux sont cassants (fonte) ou forment des composés superficiels cassants (étain) les ruptures ont lieu près du plan de contact. Si les métaux sont identiques ou s'ils sont tous deux facilement solubles, les adhérences sont importantes et tendent à se cisailler loin de l'interface.

Par ailleurs l'usure croît proportionnellement (K_2) avec la longueur du parcours effectué ; elle est au total égale à $K_1 \cdot K_2 \cdot \vec{P} . L.$, $K = K_1 K_2$ étant un taux d'usure spécifique, fonction des matériaux en regard ou plus exactement de leur structure superficielle. Il se peut en effet que sous l'action du frottement l'un des matériaux soit écroui à sec par l'autre métal. Ainsi l'acier à 13 % de manganèse possède une remarquable capacité d'écrouissage ; austénitique et autotrempant cet acier se transforme superficiellement en martensite et sa résistance à l'usure n'est plus fonction de ses caractéristiques à cœur.

Cet exemple illustre le fait que, contrairement à une opinion qui fut longtemps très répandue, la dureté n'est pas le critère de la résistance à l'usure. En effet, d'un côté, plus la dureté est élevée, plus est élevée la pression R_c d'écoulement plastique du métal (donc plus faible est le coefficient de frottement f) ; par ailleurs plus le module d'élasticité est élevé, plus faible est l'amplitude de cette déformation plastique sous un effort donné (donc plus faible est l'aire s). Mais les recherches fondamentales sur l'usure furent effectuées, presque toutes, sur les aciers ; il s'ensuivait que, le module d'élasticité des aciers étant constant et égal à 22 000 kg/mm^2, l'usure variait bien comme l'inverse de la dureté mais il s'agissait là d'un cas fortuit, quoique très répandu.

On est amené, en conséquence, à promouvoir à nouveau l'intérêt du rapport

$$\frac{\text{Dureté (ou limite élastique qui lui est proportionnelle)}}{\text{Module d'élasticité}}$$

et à remarquer que plus élevé est ce rapport, plus grande est la résistance à l'usure.

Ce rapport donne une indication de la profondeur de pénétration qu'un métal peut, en cas d'érosion - c'est-à-dire pratiquement en l'absence de phénomènes thermiques - supporter sans usure. Il permet d'admettre que le caoutchouc, matériau dont la dureté est faible mais dont le module d'élasticité est très faible, résiste remarquablement à l'usure par érosion.

Dans le cas de contacts superficiels généralisés, l'énergie dégagée par le frottement doit, pour ne pas être génératrice d'usure, être absorbée soit élastiquement soit par adaptation plastique de la couche. La résistance à l'usure peut donc être, alors, caractérisée par le travail qui est élastiquement absorbable par unité de volume du matériau ; la capacité élastique de l'unité de volume d'un corps, produit d'un allongement unitaire (un déplacement) par une pression (une contrainte), s'exprime en la forme (Limite élastique/Module d'élasticité) x Limite élastique $=(R_e/E)\,R_e$; cette valeur est de la dimension $ML^{-2}T^{-2}$ qui est bien l'inverse du coefficient K_1 - élément du taux d'usure spécifique ci-avant énoncé - mais qui est aussi l'homologue d'une tension superficielle.

Et nous sommes ainsi ramenés aux phénomènes d'adsorption et conduits aux travaux de Taylor, de Beilby et de Trillat.

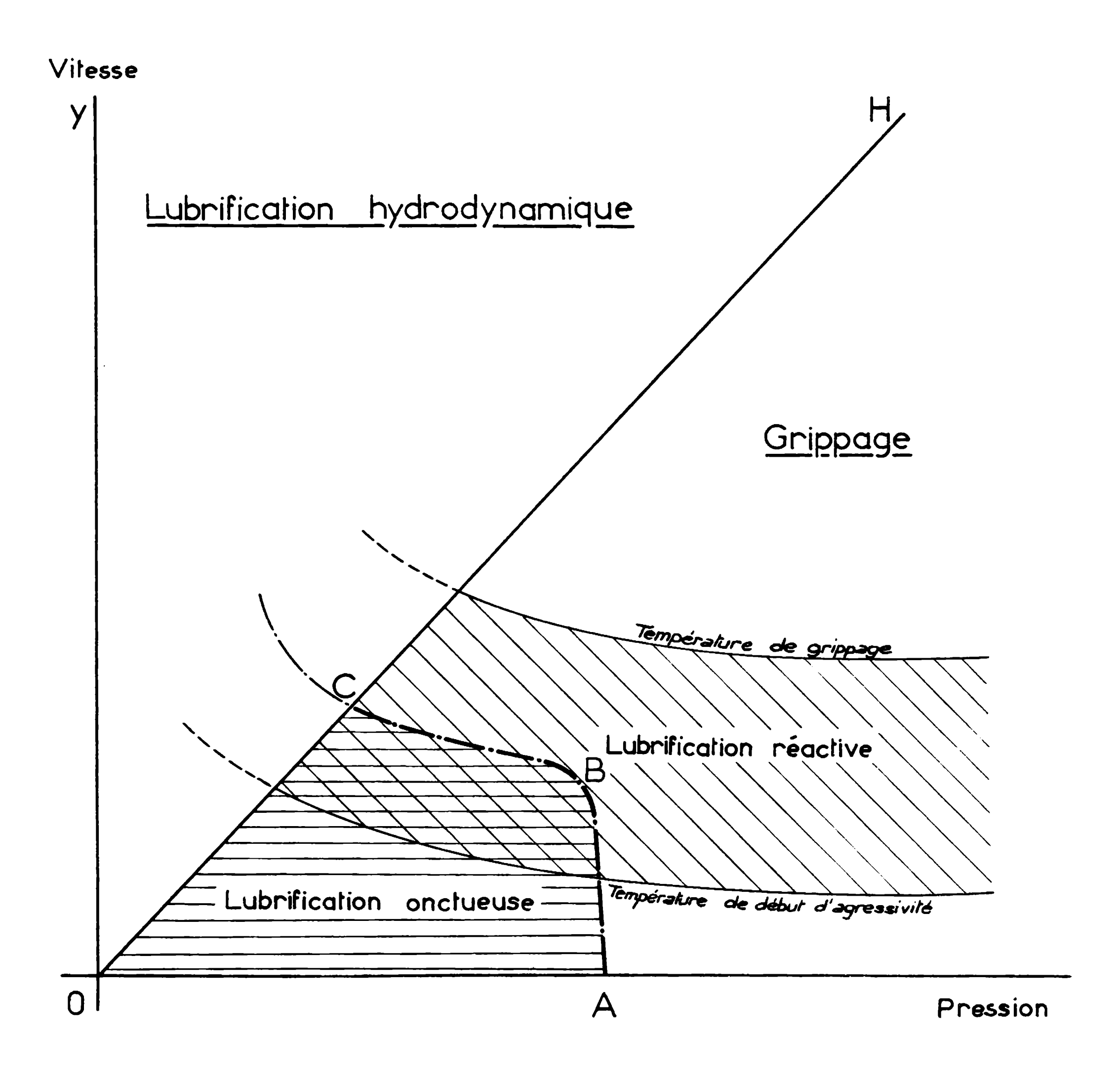


Fig. IX. C. 6. - Domaines des divers types de lubrification (OH, Oy varie avec la viscosité de l'huile, la rugosité des surfaces...).

A côté des usures dues au frottement fonctionnel et à l'érosion par corps parasite interposé, il ne faut pas omettre, en particulier dans le cas d'un moteur Diesel, de considérer l'usure par corrosion.

Les acides issus de la combustion, ainsi que ceux issus de l'oxydation de l'huile, sont responsables de ce type d'usure, laquelle est accélérée par la présence d'eau et par de basses températures de paroi. Cette usure par corrosion se traduit à son tour par la formation de composés métalliques plus ou moins solubilisés dans l'huile, y provoquant un accroissement du taux de cendres. La ventilation du carter a pour objet d'évacuer la majeure partie de la vapeur d'eau et des acides volatils.

Mais il existe aussi une usure par corrosion directe, en quelque sorte intrinsèque, de la surface. Le métal mis à nu par le frottement apparaît comme étant particulièrement réactif : d'une part l'oxygène ou l'azote atmosphériques y provoquent la formation d'oxyde ou de nitrure, d'autre part des éléments constitutifs, naturels ou non, du lubrifiant peuvent, la température aidant, y former des sulfures, des chlorures, des phosphures.

Les pellicules ainsi formées sont en général moins ductiles, parfois d'un point de fusion plus bas que le métal sous-jacent. Aussi réduisent-elles, en général, le coefficient de frottement; elles peuvent dans certaines conditions réduire l'usure : ainsi, par addition dans l'huile de produits contenant du soufre, du phosphore, du chlore, on peut obtenir des films protecteurs se cisaillant facilement et instantanément reconstitués.

Ainsi le frottement fer-fer qui, à sec, conduit à $f = 1$ donne en frottement onctueux $f = 0,3$ avec huile minérale pure (avec formation d'un film de FeO fondant à 1 420°C) et $f = 0,1$ avec huile additionnée de produits chlorés (avec formation de $FeCl_2$ fondant à 670°C) ; on aurait des résultats identiques avec addition de tricrésylphosphate formant Fe_3P, eutectique à bas point de fusion.

Ces additifs complètent donc, à température élevée, l'action des additifs polaires ; les huiles contenant des acides gras et des phosphates organométalliques permettent donc de fonctionner sous charges $\vec{P}$ plus élevées : on les appelle "huiles extrême pression". Elles donnent lieu à un type de lubrification particulier, dit lubrification réactive (fig. IX. C. 6).

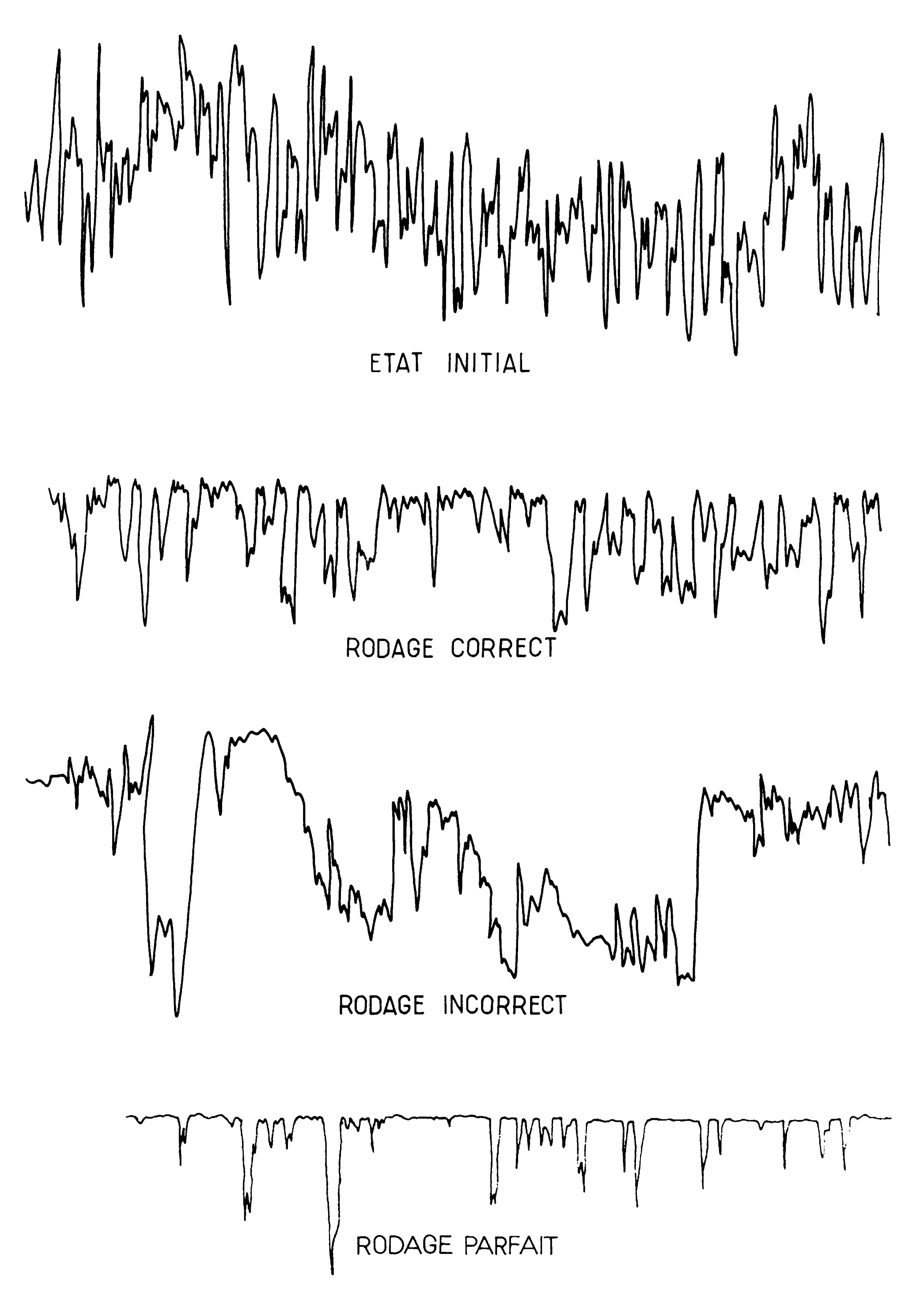


Fig. IX. C. 7. - Etats de surface de chemises avant et après rodage. Relevés effectués au Talysurf n° 3 - Reproducteur.

(Documents S.N.C.F.)

IV. - LE GRIPPAGE

Le grippage est la manifestation limite des phénomènes de frottement à sec : la soudure plus ou moins brutale et plus ou moins totale des deux surfaces. Le grippage se traduit par des transferts de matières, des arrachements continus par zones, l'arrêt brusque du mouvement si $\vec{F} < c\ \Sigma$.

La température de grippage est évidemment d'autant plus basse que $\vec{P}$ est plus élevée.

Pour s'opposer à cette soudure, ou tout au moins pour la reculer, il faut :

- Soit diminuer la plasticité des couches superficielles par traitement métallurgique de surface : cémentation, nitruration, carbonitruration ;
- Soit utiliser des lubrifiants réactifs ; plus les produits d'addition en seront actifs, plus élevée sera la température de grippage ;
- Soit traiter chimiquement la surface en faisant entrer le métal dans un composé n'ayant plus les caractères de l'état original et qui par son ensemble sur le coefficient de frottement diminue la quantité de chaleur produite :
  - Phosphatation : économique, valable pour les ajustements grossiers ;
  - Sulfuration : convient aux usinages fins à tolérances serrées.

On conçoit que l'on puisse cumuler les actions :
- Sulfonitruration
- Sulfuration + huile chlorée.

V. - LE RODAGE

Nous avons mentionné que pour conserver le régime hydrodynamique il était indispensable d'augmenter soit μ, soit U, soit les deux.

Mais les erreurs de forme provenant soit de l'usinage, soit de la mise en place (déformation des chemises due tant à l'emmanchement dans le bâti qu'au serrage des écrous de culasse ...), soit de déformations fonctionnelles (flexion du vilebrequin ...) introduisent des variations locales plus ou moins étendues et plus ou moins intenses de h auxquelles ni l'augmentation de μ, ni celle de U, ni la diminution de $\vec{P}$ ne peuvent porter remède.

Le rodage, qui a pour objet de rendre acceptables les conditions

de frottement et d'usure en service, a pour rôle essentiel de mettre en forme cohérente les irrégularités macrogéométriques de surface avant d'en parfaire la rugosité, de telle sorte que les jeux interfaciaux permettent de conduire à des fonctionnements exempts d'usure (sous réserve que les particules arrachées précédemment aux surfaces - et a fortiori des particules étrangères -, génératrices d'usure par érosion, soient éliminées de l'assemblage).

Le rodage est achevé lorsque les surfaces ne présentent plus d'ondulations marquées ni de sommets pointus et que de nombreux creux subsistent encore ; il a été correctement exécuté lorsque l'usure par érosion est faible.

En d'autres termes, le rodage consiste à partir d'une surface à relief alpin où pics, arêtes et dômes, vallées et combes se surimpriment à une tectonique à synclinaux, anticlinaux, nappes de charriage ... et à aboutir à une morphologie telle que celle des Causses où de vastes plateaux très faiblement ondulés et à peu près de même niveau sont séparés par de profondes gorges dépourvues de débris morainiques. Pour qu'une telle modification de modelé puisse s'opérer, il faut d'abord que la somme des rugosités absolues des deux surfaces en regard soit supérieure à la somme des amplitudes des erreurs de forme de chaque surface. On conçoit l'intérêt capital qui s'attache à ce que les rugosités soient réparties sur les deux pièces : soulignons sans plus attendre que l'expérience a sanctionné le bien-fondé de ces assertions et que l'emploi de segments de tête revêtus de chrome friable permet d'enregistrer un bénéfice important à la fois sur la qualité et sur le temps de l'exécution du rodage. Il faut ensuite que durant le rodage les pointes de rugosité soient dissoutes, ce qui implique la transformation des métaux constituant ces pointes en des sels métalliques solubles dans l'huile.

Un rodage de longue durée n'est pas du tout l'indice d'un rodage correct ; il est souvent au contraire le responsable d'une usure relativement importante survenue par abrasion et érosion : les jeux fonctionnels ont été augmentés mais les erreurs de forme et les rugosités n'ont pas été améliorées (fig. IX.C.7).

Le rapport entre la somme des surfaces réelles de contact et la surface apparente de pièces en regard parfaitement dressées et lisses est au départ de l'ordre de 1/10 000 (voir chapitre II). Le rodage doit être en conséquence conduit avec beaucoup de circonspection puisque, avec des surfaces industrielles c'est-à-dire beaucoup plus imparfaites que celles ci-dessus mentionnées, les pressions unitaires effectivement développées aux aires de contact doivent, à chaque instant, être à la fois :

Suffisamment élevées pour provoquer une usure de nature à augmenter rapidement les surfaces réelles de contact ;
Suffisamment faibles pour que soit évité le phénomène d'abrasion auto-accélératrice conduisant au grippage.

Certains constructeurs ont voulu limiter l'importance et la durée du rodage en recourant au "superfini" ; cette manière d'opérer ne peut se concevoir que si l'on est absolument certain que tant l'exécution que la mise en place et le fonctionnement de la pièce n'introduisent pas d'erreur de forme appréciable ; même lorsqu'il en est bien ainsi, le superfini conduit souvent à des mécomptes, car la présence des bains d'huile élémentaires constitués par les cavités d'une surface rugueuse est d'un précieux concours, lors du lancement des moteurs en particulier, car ils permettent d'assurer une certaine lubrification avant que n'arrive le flot d'huile refoulé par la pompe de graissage.

Les modalités de l'exécution du rodage devraient être essentiellement différentes en ce qui concerne les chemises et les segments d'une part, les coussinets et le vilebrequin d'autre part.

En effet, le mouvement relatif segment-chemise se caractérise par :

- La présence de matériaux non plastiques ;
- L'absence d'alimentation continue d'huile sous pression.

Le rodage du contact segment-chemise doit donc s'opérer :

- A vitesse progressivement croissante pour que la chaleur dégagée par les chocs et les cisaillements -surtout importante au début - ait le temps de se dissiper.
- A charge croissant suffisamment lentement pour que les pressions de contact restent faibles à chaque instant et cependant suffisamment vite pour que ne puisse se généraliser une modification structurale de la surface (surtout sensible avec les segments chromés), sorte d'écrouissage qui s'oppose à la poursuite du rodage.

Par contre, le contact coussinet-vilebrequin est caractérisé :

- Par la présence d'un coussinet revêtu d'un antifriction plus ou moins plastique, face à un arbre dur ;
- Par la présence d'une alimentation en huile dont le débit croît avec la vitesse.

En conséquence, le rodage du contact coussinet-vilebrequin doit

s'opérer à grande vitesse et à charge progressivement croissante. L'emploi d'un alliage antifriction à bas point de fusion permet, en cas d'échauffement anormal, d'éviter (ou tout au moins de différer) le grippage, sous réserve que le liquide produit ne risque pas de former avec les métaux en présence, une combinaison métallique (rôle du Pb des cupro-plombs ne donnant aucune filiation, ni avec Fe ni avec Cu ; rôle analogue au graphite des fontes grises). On remarque également à ce sujet que, les nitrures ne se dissociant - et ce sans fusion - qu'à des températures élevées, les aciers nitrurés ne grippent pratiquement pas, même à sec, et sous fortes charges.

Si les métaux en présence sont de nature différente, l'usure due au rodage est beaucoup plus accentuée pour le métal le plus mou, l'usure du métal le plus dur étant fonction de son état de surface ; en fait, l'usure dépend souvent davantage des produits formés que de la nature des métaux en présence.

VI. - L'USURE EN SERVICE

Une fois le rodage terminé, le taux d'usure devient incomparablement plus faible et l'usure n'a lieu pratiquement que durant les premiers instants du lancement.

Toute variation de l'un quelconque des paramètres commandant le taux d'usure en fonction du temps provoquera, suivant le signe de cette variation, soit une augmentation instantanée, soit une diminution retardée de ce taux d'usure. Des mesures effectuées avec des segments radio-actifs confirment le bien-fondé de cet axiome et précisent que la diminution du taux d'usure n'intervient souvent que 15 à 20 mn après la variation favorable de l'un des paramètres.

On conçoit que dans ces conditions l'usure soit particulièrement perceptible, toutes choses égales par ailleurs, sur les moteurs soumis au régime du "porte à porte" qui sont fréquemment arrêtés et souvent utilisés au plein couple à basse vitesse.

En régime hydrodynamique, le seul paramètre externe d'usure est la présence de particules abrasives s'incrustant dans le métal le plus mou et usant le métal le plus dur : l'acier doit donc être, alors, le plus dur possible.

Rappelons que les phénomènes d'usure sont totalement étrangers à toute considération d'homothétie ou de proportionnalité.

BIBLIOGRAPHIE

CAZAUD. Le frottement et l'usure des métaux. Dunod éditeur.

BOWDEN. Adhérence et frottement. Revue Endeavour, janvier 1957.

BELLANGER. Le frottement et l'usure à sec en relation avec les propriétés physiques et chimiques des couches superficielles et sous-jacentes. Revue de l'I. F. P., p. 1 481-1 484, octobre 1958.

MARCELLIN. Le frottement et l'usure en frottement direct dans l'huile en relation avec l'état de surface. Revue de l'I. F. P., p. 1 360-1372, septembre 1958.

POMEY. Le frottement lubrifié sous conditions sévères. Revue de l'I. F. P., p. 754-780, juin 1957 et p. 887-914, juillet-août 1957.

BAUDRY. Contribution à l'étude du frottement lubrifié. Revue de l'I. F. P., p. 950-994, septembre 1957.

CONSTANTINESCU. La lubrification en régime turbulent. Communications à I. M. E., 29 juillet 1960.

GROFF. Aperçu de quelques problèmes de lubrification en rapport avec les états de surface dans différentes industries. Revue de l'I. F. P., p. 1 491-1 493, octobre 1958.

OBERLE. Dureté, module d'élasticité et usure. S. A. E. Quarterly Transactions, volume du 6 juillet 1952.

SEAL. Lubrification par film solide et frottement des matières dures. Revue I. F. P., p. 1349 à 1359, septembre 1958.

BESSIERES. La réduction du coefficient de frottement par utilisation du bisulfure de molybdène. La Machine-outil française, juin 1957.

VILLEMEUR De. Lubrification et sulfinuz. Métaux, p. 171-183, 1958.

BRUN. Les propriétés de surface et le rodage. Revue de l'I. F. P., p. 944 à 949, septembre 1957.

CONTE. Sujétions mécaniques et géométriques du rodage. Journal S. I. A., juin 1960.

THIERY. L'usure dans les moteurs. Technique d'utilisation des traceurs radioactifs. Bulletin de l'Association française des techniciens du pétrole, 31 mai 1960.

BRUN. Considérations fondamentales sur la technique du rodage. La pratique des industries mécaniques, décembre 1962.

Chapitre X

ARCHITECTURE DU MOTEUR

A. - BATI-CYLINDRES

Le bâti-cylindres, poutre enveloppante qui assure la rigidité de la structure du moteur quelles que soient, en force et en direction, les contraintes extérieures et intérieures auxquelles il est soumis, joue le rôle de la coquille calcaire qui soutient, protège et individualise les mollusques.

Une telle poutre étant, à poids linéaire donné, d'autant plus rigide que sa section est plus développée, nous aurons intérêt à concevoir, dans le volume imparti, un bâti associant la rigidité verticale du bloc cylindres et la rigidité horizontale du carter du vilebrequin (fig.X.A.1).

Des considérations particulières ont, néanmoins, incité certains constructeurs à se contenter, après expérience, de la rigidité offerte par le seul carter de vilebrequin, carter sur lequel les cylindres individuels viennent se fixer par tirants (fig.X.A.2 a et b). Cette solution est généralisée pour les moteurs à refroidissement par air (fig.X.A.3).

Notons sans plus tarder que l'adoption d'un bâti-cylindres monobloc est subordonnée au principe d'une bielle dont les dimensions de la tête soient telles que le retrait de l'attelage puisse être effectué, côté culasse (fig.X.A.4).

Ce bâti-cylindres peut être obtenu :

a) - soit par coulée monobloc de :
   1) fonte perlitique plus ou moins aciérée ($E \simeq 14\,000$ à $16\,000\ kg/mm^2$) (fig.X.A.5)
   2) acier ($E \simeq 22\,000\ kg/mm^2$)
   3) alliage d'aluminium ($E \simeq 7\,000\ kg/mm^2$) (fig.X.A.6)

b) - soit par soudure de :
   1) éléments d'acier moulé (fig.X.A.7)
   2) éléments plans d'acier laminé et éléments compacts d'acier moulé (fig.X.A.8).

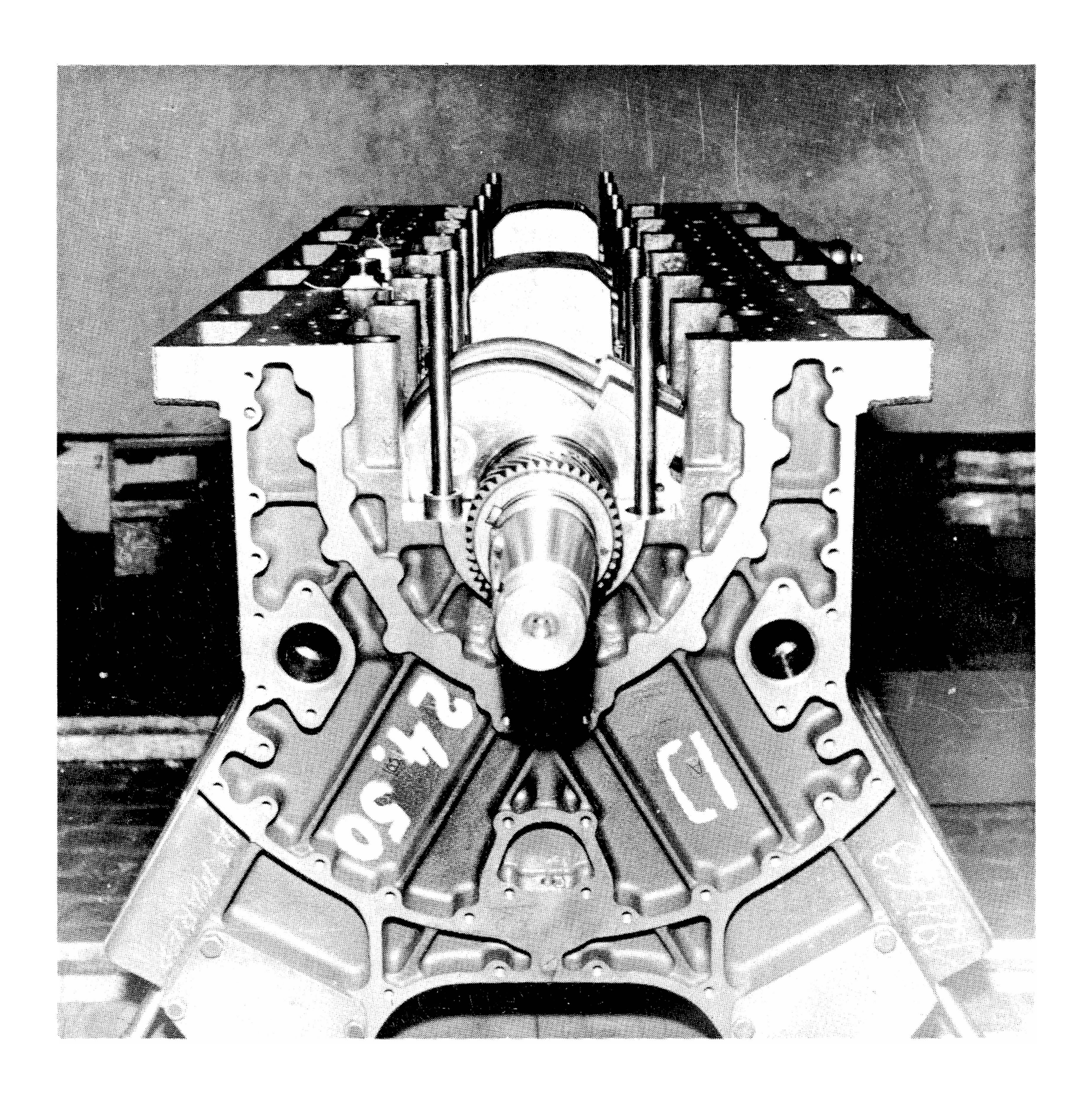


Fig. X. A. 1. - Bâti-cylindres à rigidités verticale et horizontale très étudiées.

(Document M. G. O.)

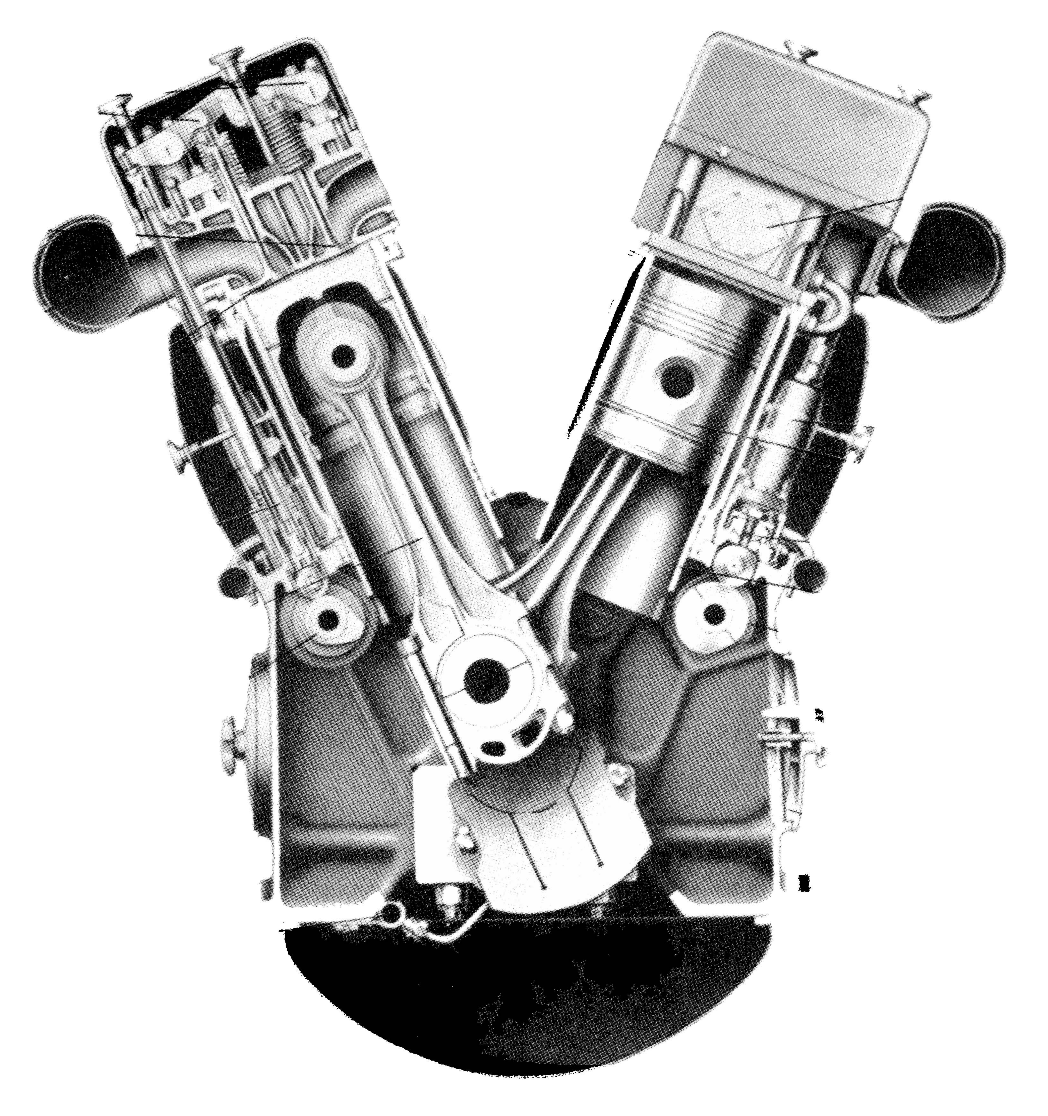


Fig. X. A. 2 a. - Bâti-cylindres assemblé par tirants.
Coupe par l'axe des cylindres.

(Document M. A. N.)

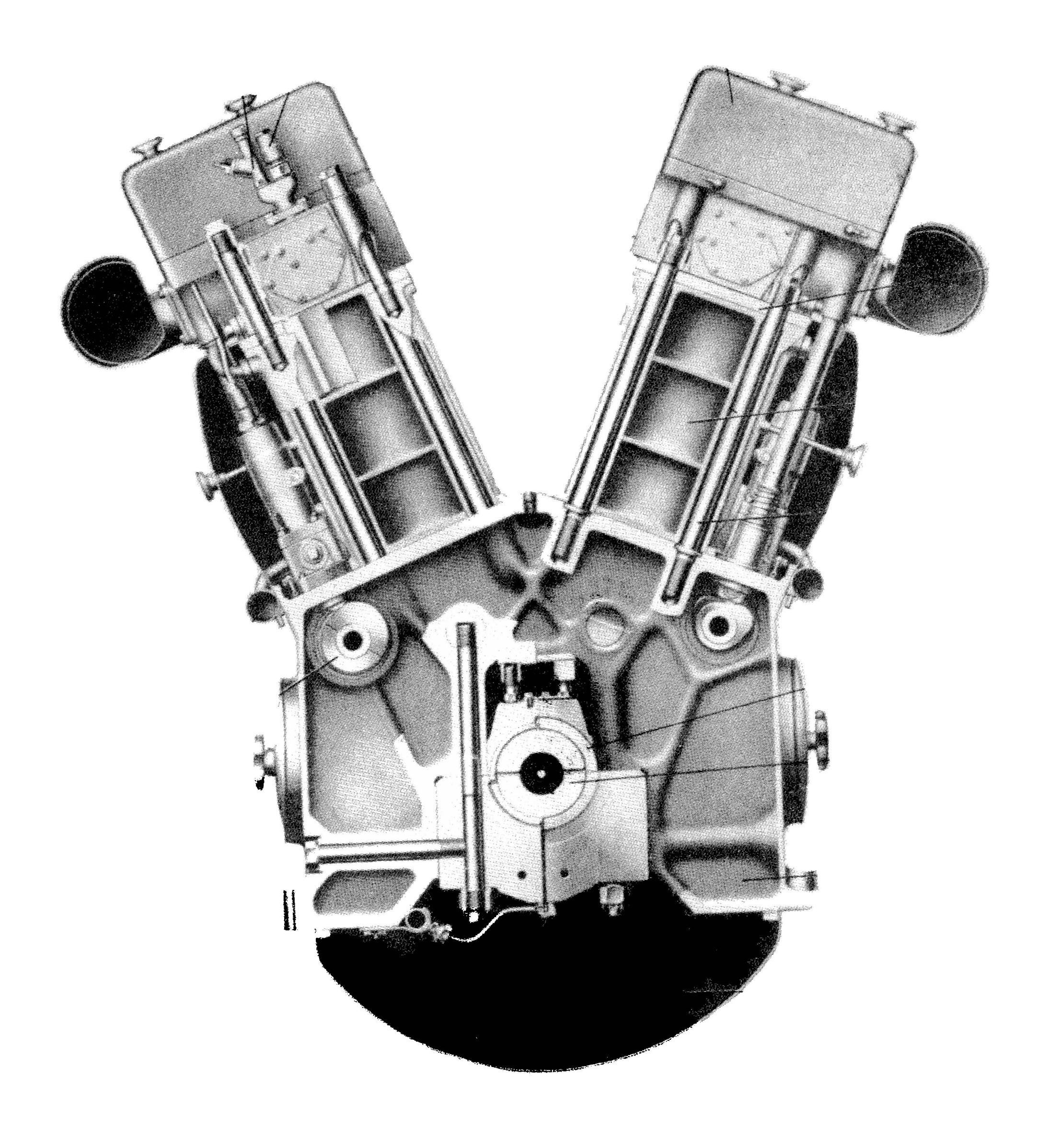


Fig. X. A. 2 b. - Bâti-cylindres assemblé par tirants.
Coupes par les tirants.

(Document M. A. N.)

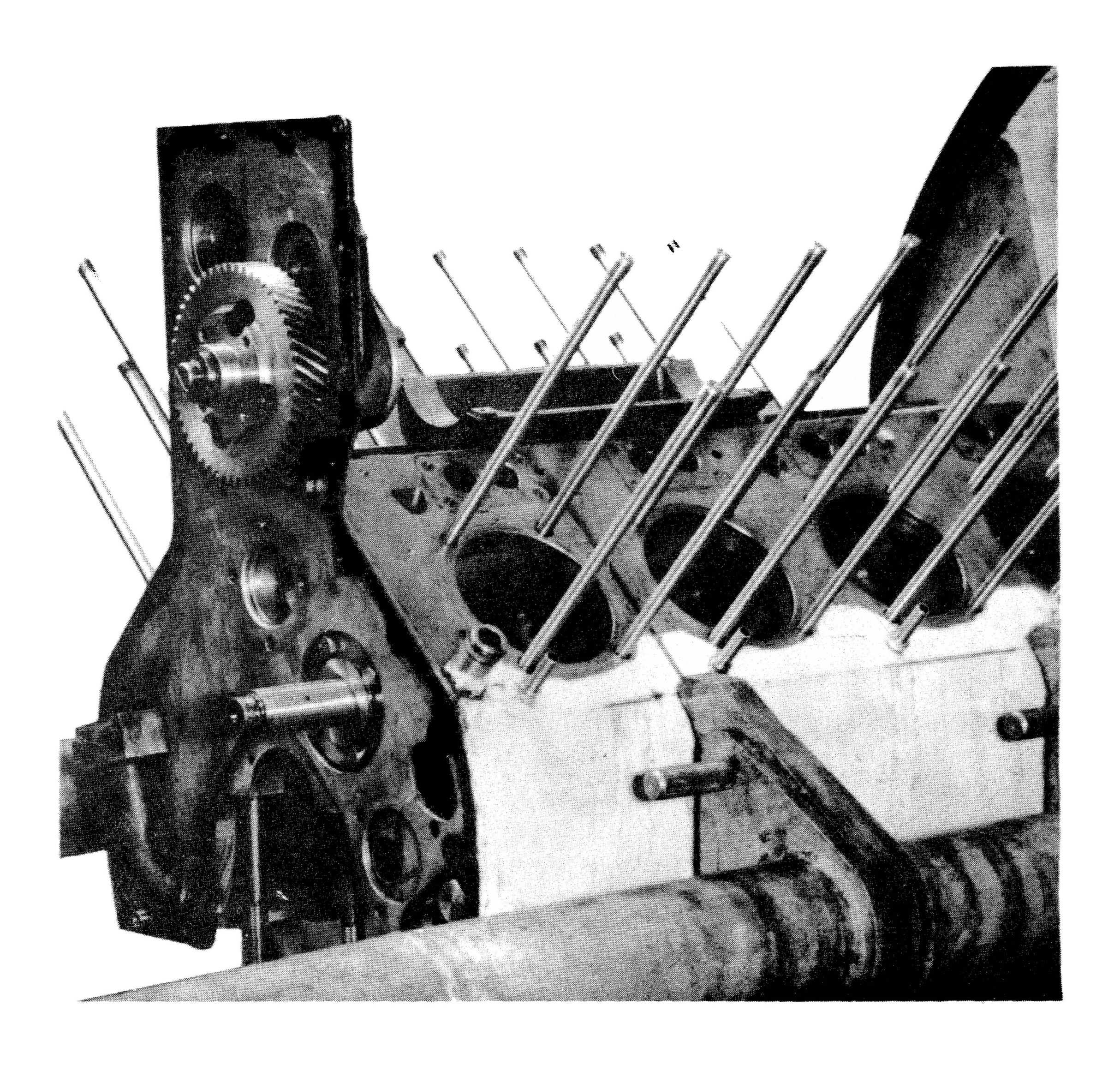


Fig. X. A. 3. - Bâti de moteur à refroidissement par air.
(Document Dieselair)

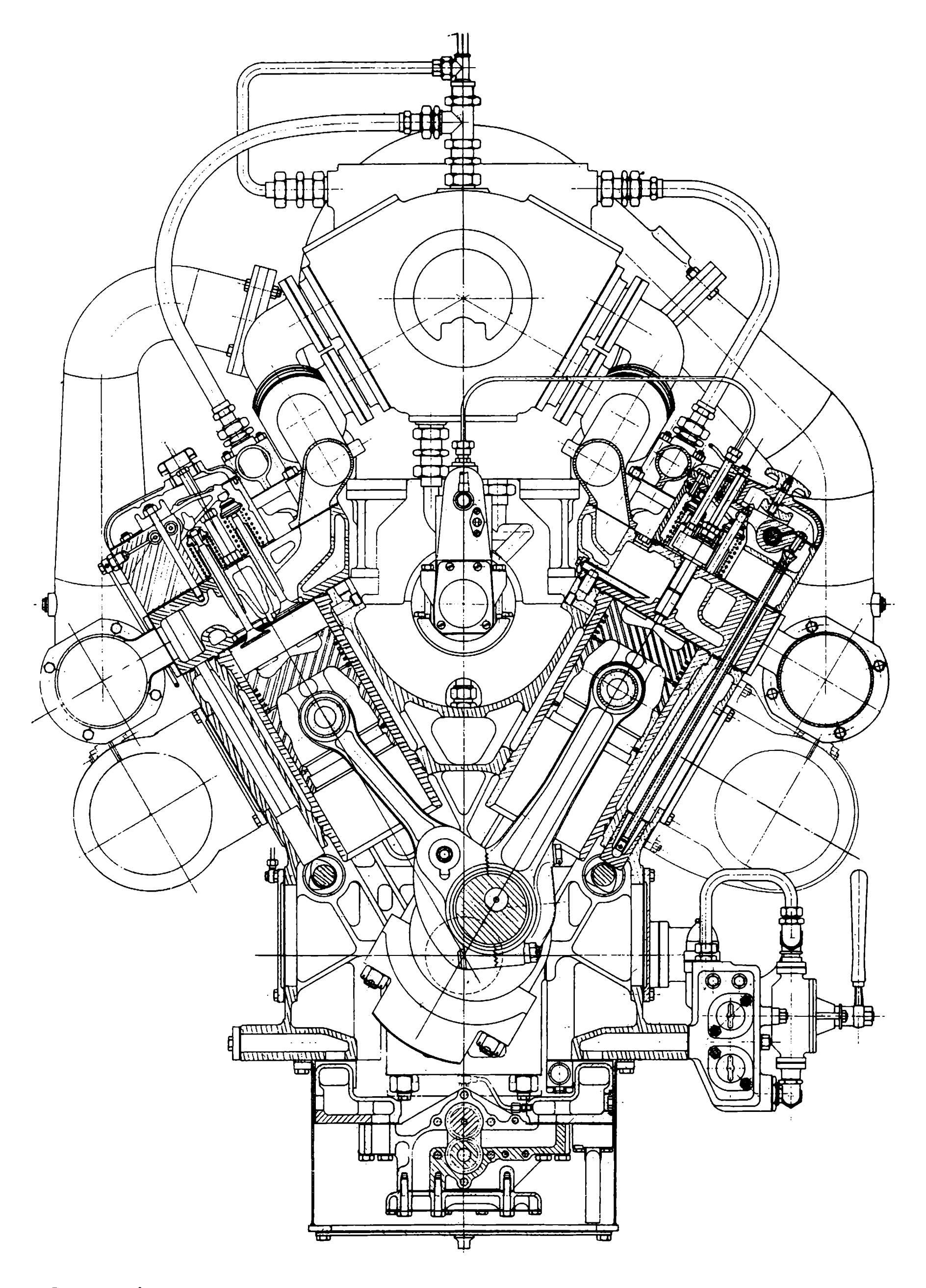


Fig. X. A. 4. - Bâti-cylindres monobloc avec têtes de bielles dessinées pour permettre leur retrait par l'alésage.

(Document M. G. O.)

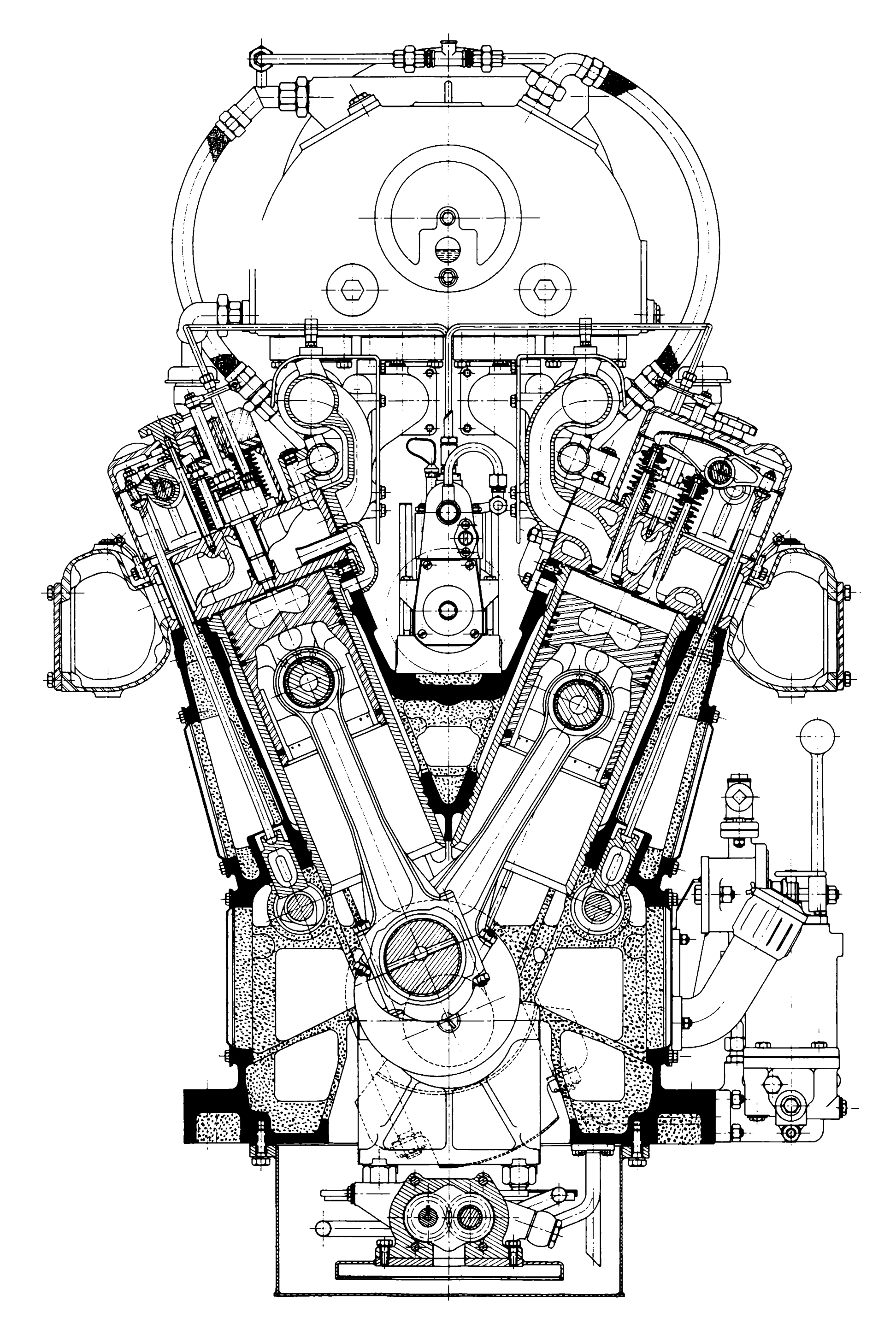


Fig. X. A. 5. - Bâti-cylindres monobloc en fonte aciérée.
(Document Poyaud)

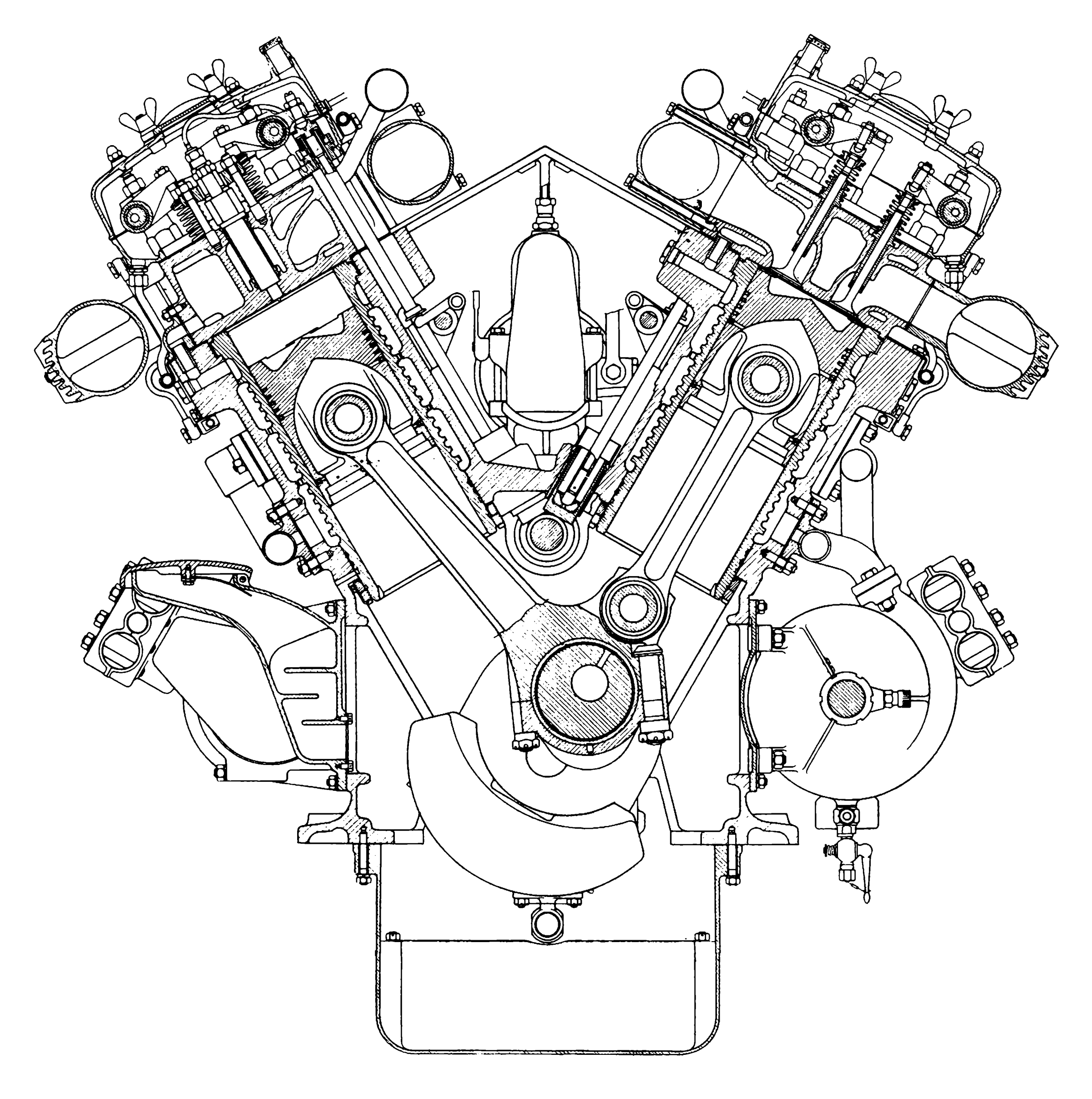


Fig. X. A. 6. - Bâti-cylindres monobloc en alliage d'aluminium.
Coupe transversale

(Document R. N. U. R.)

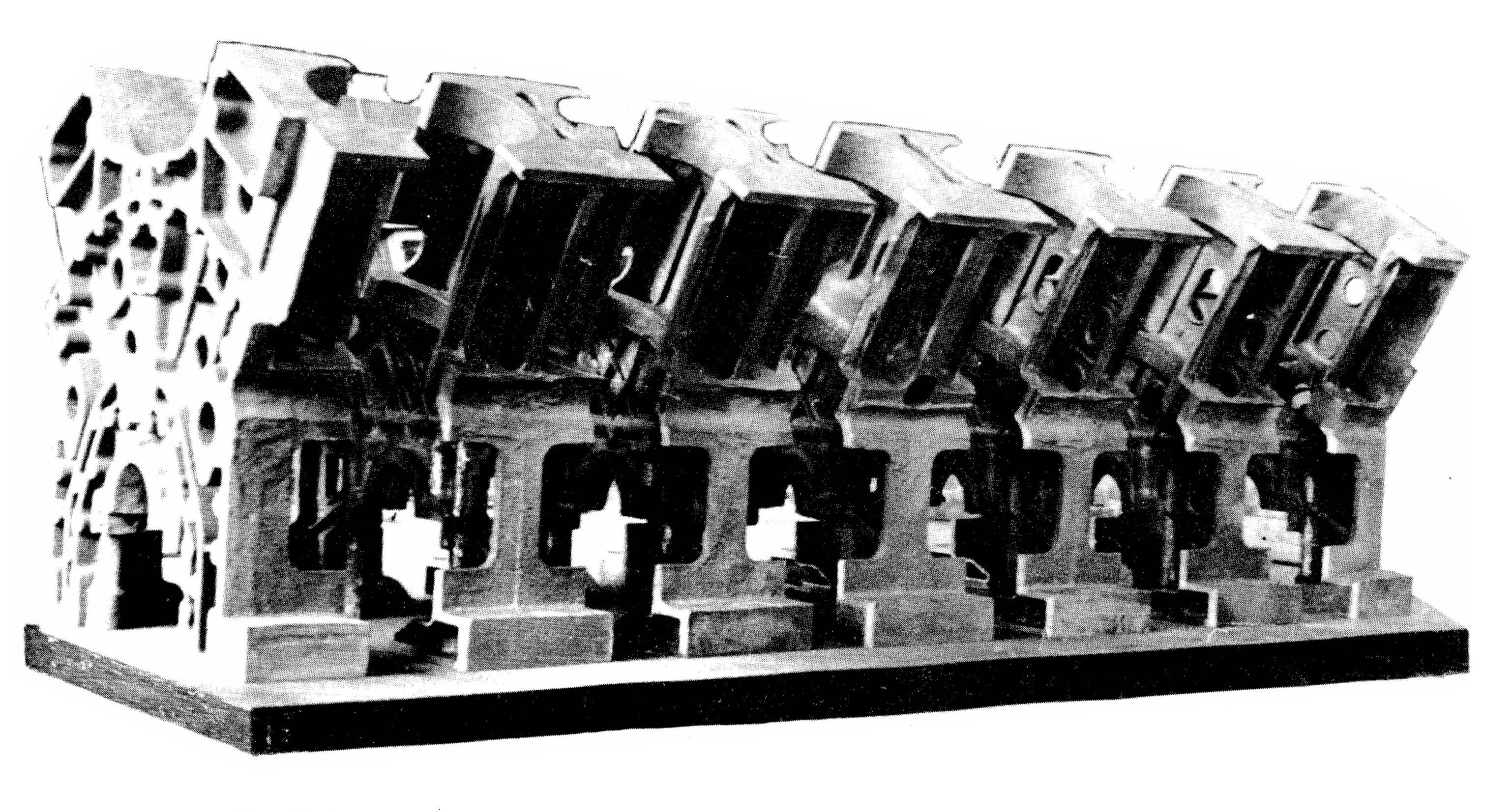


Fig. X. A. 7. - Bâti-cylindres en acier moulé. Eléments assemblés par soudure.

(Document Aciéries de Sambre et Meuse)

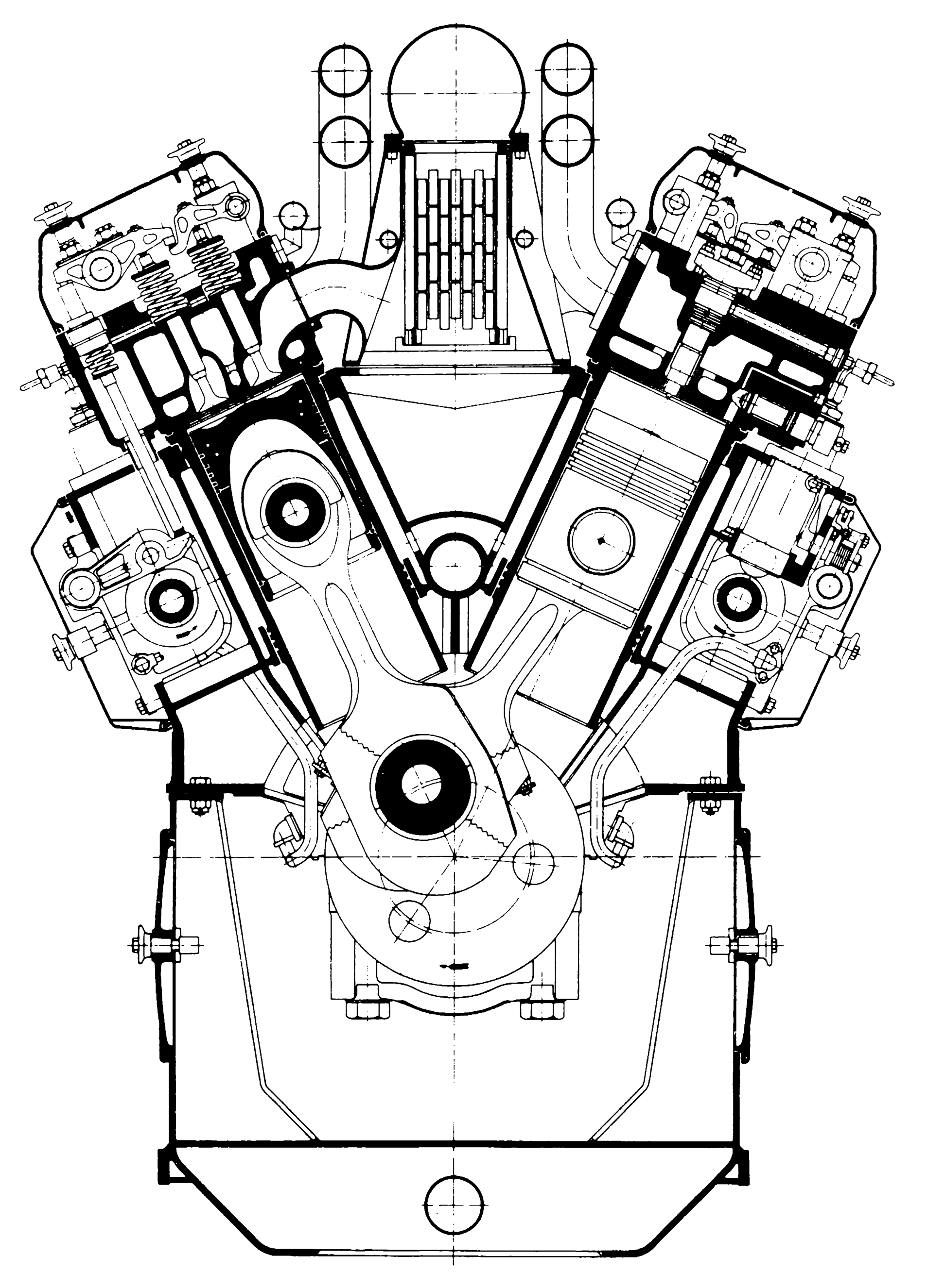


Fig. X. A. 8. - Bâti-cylindres en éléments assemblés par soudure.

(Document Sulzer)

Dans de nombreux cas, un passage au four est recommandé (voire indispensable surtout en version b 2) pour stabiliser les tensions internes.

La solution a 3) est la plus légère mais peut conduire à des mécomptes sous le rapport des déformations. La solution a 1) est la plus lourde mais elle est la moins chère et conduit à des moteurs moins bruyants.

La solution b 1) constitue un compromis heureux entre les impératifs techniques et le souci du prix de revient.

Dans tous les cas on choisira des nuances de métaux que l'on puisse réparer facilement par soudure.

On pourra envisager d'accroître la rigidité et la résistance, sans augmenter le poids, en recourant à l'emploi de tirants assurant, par paires, une liaison directe entre la région des paliers et celle des culasses. On leur choisira un diamètre voisin de 0,15 D. Faute de tirants, la section de la paroi intercylindre devra être calculée pour résister aux efforts de combustion ; dans le cas de bâti fonte cette section devra être de l'ordre de $\pi D^2/10$, ce qui conduira à un entraxe cylindres de l'ordre de 1,4 D.

Dans certains petits moteurs, on est parfois descendu à 1,3, voire 1,25 D, mais dans ce cas les distorsions de cylindres sont fréquentes.

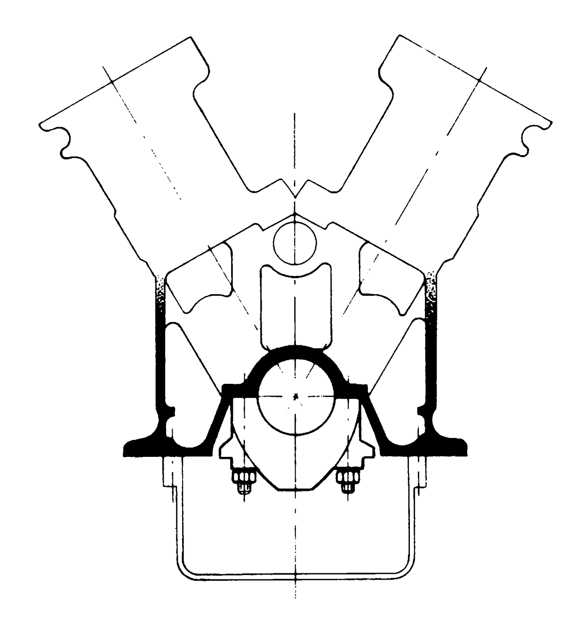
En règle générale,
- penser toujours à la rigidité (module d'élasticité),
- éviter les grandes surfaces planes non nervurées,
- prévoir la vidange totale et facile de l'eau,
- éviter les poches d'air surtout autour du haut des cylindres,
- ne pas perdre de vue que le bâti-cylindres assure en général la fixation du moteur.

EFFORTS AUXQUELS EST SOUMIS UN BATI-CYLINDRES

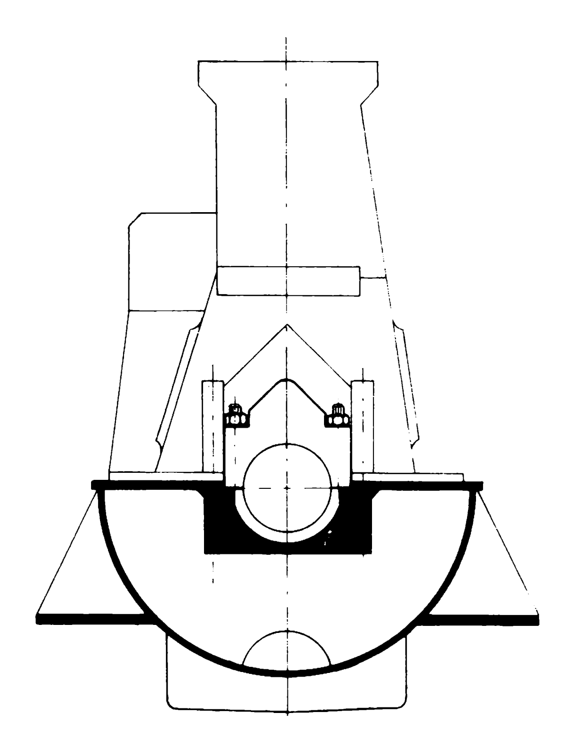
Un bâti-cylindres est l'objet de contraintes mécaniques provenant :

α) Des forces nées de la compression de l'air et de la combustion des gaz ;

β) Des forces d'inertie nées du déplacement des pièces mobiles.



a) Vilebrequin suspendu.



b) Vilebrequin supporté.

Fig. X. A. 9. - Modes de fixation des vilebrequins.

α) FORCES NEES DE LA COMPRESSION DE L'AIR ET DE LA COMBUSTION DES GAZ

1) La pression P régnant dans la masse gazeuse à un instant donné exerce des efforts sur la chemise, la culasse et le piston (fig.X. A. 10 a). Les forces ainsi mises en jeu sont des forces purement intérieures au moteur. Si les forces agissant sur la chemise s'auto-équilibrent, celles agissant sur le piston ($Z_g = P \cdot \pi D^2/4$), forces qui sont :

- De direction et de sens fixes (en négligeant les contre-pressions à l'aspiration et à l'échappement)
- De grandeur variable et de périodicité 4 π pour le moteur à 4 temps, 2 π pour le moteur à 2 temps

s'exercent égales et opposées, sur la culasse. Ces dernières ($- Z_g$) sont transmises directement au bloc cylindres par les goujons de culasse.

Mais les forces $+ Z_g$ agissant sur le piston se transmettent intégralement (si nous négligeons les frottements) aux coussinets de palier soumettant de ce fait le bâti-cylindres à une extension, la force résultante extérieure étant nulle. L'importance de cet effort d'extension nécessite parfois la présence de tirants en acier reliant la zone de la culasse à celle des paliers.

Si le vilebrequin est suspendu au bâti-cylindres (fig. X. A. 9 a), les efforts maxi de combustion s'exercent sur les chapeaux de palier et sur leurs goujons de fixation. Ceux-ci devront donc posséder une forte section, impératif difficilement conciliable avec le souci de conserver un palier géométriquement indéformable, pour des raisons qui seront développées à l'occasion de la tête de bielle. Par surcroît, si le bâti-cylindres est en alliage léger, la zone d'implantation des goujons risque de se déformer par fluage.

Si, au contraire, le vilebrequin est supporté par une plaque de base (fig. X. A. 9 b), solution plus encombrante et plus lourde que la précédente, les efforts maxi de combustion s'exercent sur la plaque de base, et les chapeaux de palier ainsi que leurs goujons ne sont plus alors soumis qu'à des efforts incomparablement plus faibles, provoqués par la seule inertie des pièces en mouvement. L'indéformabilité de la cage de palier peut, en conséquence, être plus aisément respectée en même temps que la rigidité de l'ensemble s'oppose mieux à un désalignement des axes des cages supportant le vilebrequin. Il s'ensuit une amélioration du rendement mécanique du moteur, pouvant se traduire parfois par une légère mais néanmoins appréciable diminution de la consommation de combustible.

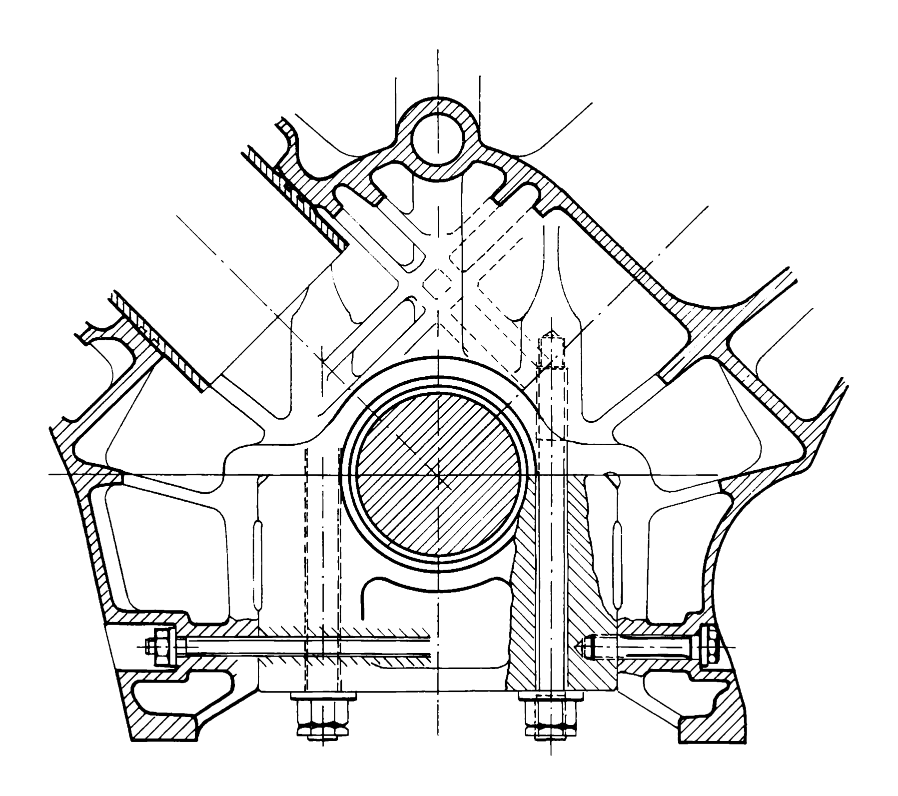


Fig. X. A. 9 c. - Encastrement et fixation d'un chapeau de palier.

(D'après LIST. Communication FISITA, 1958)

Dans le cas des moteurs en V, il ne faut pas perdre de vue que, si l'intensité maximale de la résultante des efforts sur le palier diminue au fur et à mesure que l'angle du V augmente de 0 à 90 degrés, par contre les directions des deux poussées divergent d'autant plus que cet angle est plus grand. Les composantes horizontales croissent donc avec l'angle du V et il importe d'y porter attention surtout dans le cas où le vilebrequin est suspendu. Il faut alors reporter ces efforts horizontaux dans la masse du bâti :

- Soit en adoptant une coupe chapeau-bâti avec denture (si le bâti n'est pas en aluminium) ;
- Soit, ce qui est préférable et moins coûteux, en encastrant le chapeau dans le bâti et en liaisonnant le tout par des tirants ou à défaut par des vis (fig. X. A. 9 c).

Il va de soi que dans le cas d'un vilebrequin supporté les boulons ou goujons reliant le bâti-cylindres à la plaque de base doivent être dimensionnés pour supporter les efforts ($P_{max} . \pi D^2/4$). Répétons que l'effet de ces efforts est nul sur les liaisons du moteur avec son socle.

2) Du fait de l'obliquité de la bielle, les chemises sont l'objet d'efforts latéraux situés dans le plan d'oscillation de la bielle qui provoquent dans le plan YOZ un couple autour de O égal et opposé au couple moteur. Ce couple de renversement produit une force extérieure tendant à faire tourner le moteur autour de Ox. Rappelons que dans certains moteurs d'aviation à refroidissement par air le vilebrequin était lié au fuselage de l'avion et que l'ensemble du bâti-cylindres tournait en entraînant l'hélice. Il faut donc lier le moteur au socle ; cette liaison peut être soit rigide, soit élastique ; dans ce dernier cas, le moteur prend, par rapport à la position de repos, une position inclinée dont l'angle avec XOZ varie en amplitude avec la périodicité 4π ou 2π suivant que l'on a affaire à un 4 ou à un 2 temps.

Pour limiter les variations de cette amplitude (ou les variations des efforts s'exerçant sur les liaisons rigides) on est conduit à multiplier le nombre des cylindres.

On sait que, par adjonction d'un volant plus ou moins important, on s'évertue à régulariser la valeur du couple moteur ; mais il ne faut pas perdre de vue que les variations des efforts agissant sur le bâti-cylindres sont totalement indépendantes de la présence ou de l'importance du volant.

Au total, rappelons que, si Z_g est la force agissant à un instant

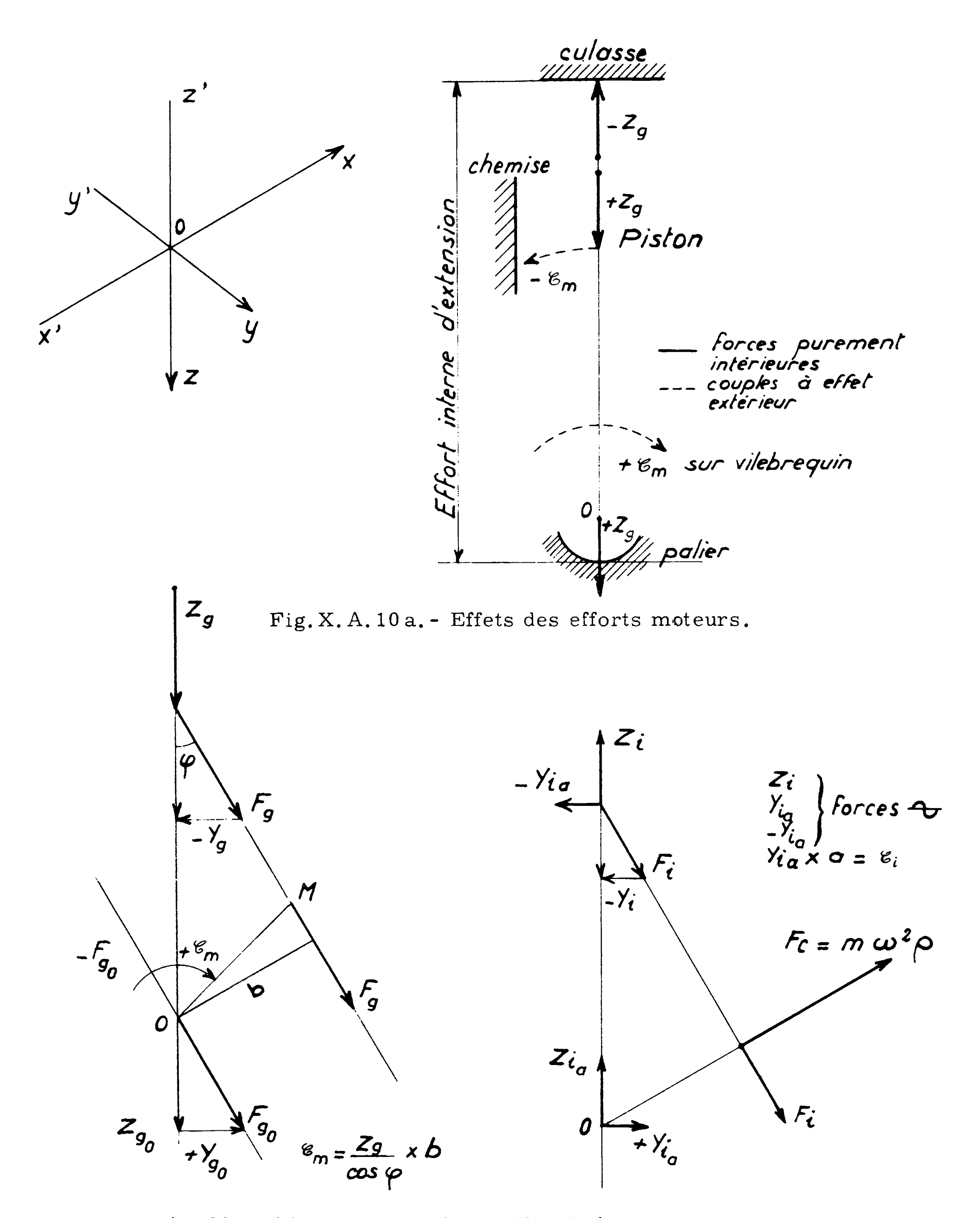


Fig. X. A. 10 a. - Effets des efforts moteurs.

Fig. X. A. 10 b. - Décomposition des forces motrices.

Fig. X. A. 10 c. - Décomposition des forces d'inertie.

donné sur le piston ($-Z_g$ s'exerçant sur la culasse), cette force Z_g se décompose au niveau de l'axe du piston en (fig. X. A. 10 b) :

F_g force motrice dirigée suivant la bielle et se traduisant par une compression dans celle-ci (en négligeant comme nous l'avons dit les contre-pressions à l'aspiration et à l'échappement) ;

$-Y_g$ force d'appui normale à la génératrice du cylindre, située dans le plan d'oscillation de la bielle, créant la poussée latérale sur la chemise.

Si nous négligeons les frottements :

$$F_g = \frac{Z_g}{\cos \varphi} \qquad \text{et} \qquad -Y_g = Z_g \operatorname{tg} \varphi$$

F_g se transmettant intégralement au maneton y est équivalente à une force F_{g_0} équipollente appliquée à O et à un couple $\mathscr{C}_m$, dont le moment est égal, en grandeur et en signe, au moment de F_g par rapport à O, soit :

$$\mathscr{C}_m = \frac{Z_g}{\cos \varphi} \cdot b = \text{couple moteur dû à la pression des gaz}$$

F_{g_0} se décompose, de son côté, en deux forces appliquées aux coussinets de palier : $Z_{g_0} = Z_g$ force verticale et $Y_{g_0} = +Y_g$ force horizontale.

Les forces transmises aux parties fixes du moteur, du fait de la pression des gaz, sont donc :

1) $-Z_g$ sur la culasse,
2) $-Y_g$ sur la chemise,
3) $+Z_g$ sur les coussinets de palier,
4) $+Y_g$ sur les coussinets de palier.

La force résultante extérieure est donc nulle. Le moment résultant d'axe Ox est $-Y_g . a = \frac{-P \pi D^2}{4} \operatorname{tg} \varphi \,.\, a$ qui est bien égal et opposé au couple moteur $\mathscr{C}_m = \frac{P \pi D^2}{4 \cos \varphi} \cdot b$ puisque $b = a \sin \varphi$.

β) FORCES D'INERTIE PROVOQUEES PAR LE DEPLACEMENT DES PIECES MOBILES (fig. X. A. 10 c)

1) Le piston en se déplaçant linéairement selon OZ engendre par sa masse une force d'inertie Z_i, force sinusoïdale de période 2π, dirigée selon OZ comme dans le cas des forces nées de la combustion. Cette force Z_i se transmet aux coussinets de palier où elle se traduit par :

Une force sinusoïdale verticale Z_{i_a} que n'équilibre aucune force équivalente agissant sur la culasse ;
Une force sinusoïdale horizontale $Y_{i_a} = Z_i \cdot \mathrm{tg}\,\varphi$.

Par ailleurs, elle se traduit également par un couple C_i de grandeur cycliquement variable et de période 2π venant s'ajouter au couple moteur d'une part et au couple de basculement d'autre part.

2) La manivelle du vilebrequin se déplaçant d'un mouvement circulaire (assimilable à un mouvement continu) dans le plan YOZ, sa masse, dont le centre de gravité est à une distance ρ du point O, engendre une force d'inertie centrifuge, d'amplitude constante $m\,\omega^2\,\rho$, tournant avec la manivelle et dont le point d'application est au point de contact (variable au cours du mouvement) du vilebrequin et du coussinet de palier.

Cette force centrifuge provoque une force égale et opposée dans le coussinet de palier, donc dans le bâti, à moins que des contrepoids fixés sur les flasques du vilebrequin ne ramènent en O le centre de gravité de la manivelle ($\rho = 0$).

Les forces d'inertie :

Alternatives dues au déplacement du piston,
Centrifuges dues à la rotation du vilebrequin,

engendrent donc, au total, des forces :

1) Z_{i_a} alternatives verticales } sur les coussinets de palier
2) $+ Y_{i_a}$ alternatives horizontales } sur les coussinets de palier

3) $- Y_{i_a}$ alternatives horizontales sur les chemises

4) F_c (éventuellement) force tournante d'amplitude constante sur les coussinets de palier

et des couples de périodicité 2 π et d'ordonnée moyenne nulle :

$\mathcal{C}_{mi_a}$ se composant avec le couple moteur

$-\mathcal{C}_{mi_a}$ se composant avec le couple de basculement.

On sait que dans le cas des bielles simples l'on ajoute, à la masse du piston, le tiers de la masse totale de la bielle et, à la masse de la manivelle, les deux tiers de la masse totale de la bielle. Dans le cas des systèmes bielle-biellette ou bielle à fourche adopter respectivement 1/4 et 3/4.

Notons, tout de suite, que les accélérations communiquées par ces forces et couples au bâti seront d'autant plus faibles, toutes choses égales par ailleurs (et en particulier pour une vitesse de rotation donnée), que le rapport entre les masses des parties fixes et des parties mobiles est plus élevé. Remarquons également que l'influence des forces d'inertie croît, en gros, comme la vitesse de rotation, puisque les valeurs des forces d'inertie alternatives et centrifuges varient, toutes deux, comme $1/\omega^2$ alors que la masse des parties fixes varie environ comme $1/\omega^3$.

La composition dans un moteur polycylindrique des forces variables dans le temps (Z_g, $-Z_g$, Y_g, $-Y_g$, Z_{i_a}, Y_{i_a}, $-Y_{i_a}$, $-m\omega^2\rho$, $-\mathcal{C}_m$, $-\mathcal{C}_{mi_a}$) soumet le bâti à des efforts internes tendant à le déformer intrinsèquement.

Ces déformations, caractérisant le comportement dynamique intrinsèque du bâti, se traduisent par des oscillations (1) et, le cas échéant, par des vibrations des éléments constitutifs ; leur nature est fonction du nombre et de la disposition des cylindres et des manivelles ainsi, évidemment, que de la conception du bâti-cylindres et de son mode de fixation.

Considérons un moteur vertical à cylindres en ligne fixé rigidement ; ainsi les déplacements oscillants verticaux, horizontaux et de basculement de l'ensemble sont pratiquement éliminés.

---

(1) Nous appelons "oscillations" des déplacements périodiques affectant un organe rigide et "vibrations" des déplacements périodiques se propageant au sein d'un milieu élastique.

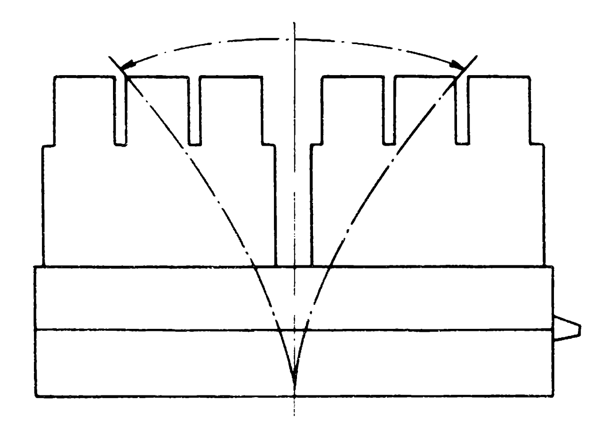


Fig. X. A. 11 a. - Oscillations de flexion longitudinales.

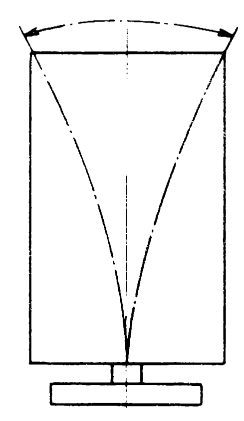


Fig. X. A. 11 b. - Oscillations de flexion horizontales.

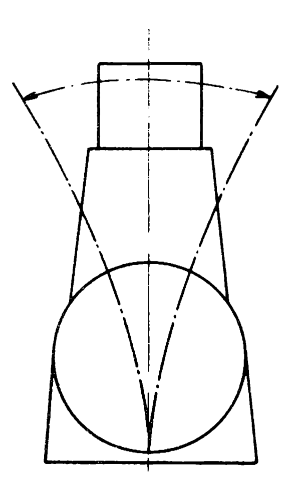


Fig. X. A. 11 c. - Oscillations de flexion transversales.

Le bâti reste soumis :

A des oscillations de flexion dans le plan vertical longitudinal (fig. X. A. 11 a) (dues à $+ Z_g$, $- Z_g$ et Z_{i_a}) ;

A des oscillations de flexion dans le plan horizontal (fig. X. A. 11 b) (dues à $+ Y_g$ et Y_{i_a}) ;

A des oscillations de flexion perpendiculaires à l'axe du vilebrequin (dues à $- Y_g$ et $-Y_{i_a}$) se combinant à des oscillations de torsion (fig. X. A. 11 c) (dues à $- \mathcal{C}_m$ et $\mathcal{C}_{mi_a}$). Les oscillations dues à $- m \omega^2 \rho$ se composent avec celles d'origine Z et Y.

Les oscillations de flexion longitudinales qui sont pratiquement les seules importantes peuvent compromettre la tenue des coussinets de palier et celle des vilebrequins si, la fréquence propre du châssis entrant en résonance avec la période d'excitation, les oscillations en question se transforment en vibrations. On a été, en effet, jusqu'à constater des ruptures de flasques de vilebrequins dans le cas de moteurs 6 cylindres en ligne composés pratiquement de 2 moteurs 3 cylindres mis bout à bout. Si ce cas reste exceptionnel, il n'en reste pas moins que les déformations de flexion longitudinales doivent faire l'objet d'examens d'autant plus attentifs que le nombre de cylindres en ligne est plus élevé.

Ces efforts de flexion longitudinale agissant sur le bâti sont la résultante de forces dont les points d'application se situent aux coussinets de palier, forces de grandeur variable, tournant avec le vilebrequin (sauf si celui-ci est équilibré à 100 %). Du fait qu'elles sont périodiques, ces forces possèdent des harmoniques. Les harmoniques d'un rang quelconque peuvent, suivant la disposition angulaire des manivelles, se distribuer de trois façons :

Soit en parallèle, auquel cas il n'y aura pas de déformation de flexion sous l'effet des oscillations du rang considéré (fig. X. A. 12 a) ;

Soit en biais, auquel cas il y aura déformation de flexion (fig. X. A. 12 b) ;

Soit en arc, auquel cas il y aura également déformation de flexion mais d'une nature différente (fig. X. A. 12 c).

La résultante des efforts produits par les harmoniques des divers rangs conduit évidemment à une composition des trois types de déformations ci-dessus. Rappelons que les modules d'élasticité des matériaux constitutifs des bâti-cylindres sont :

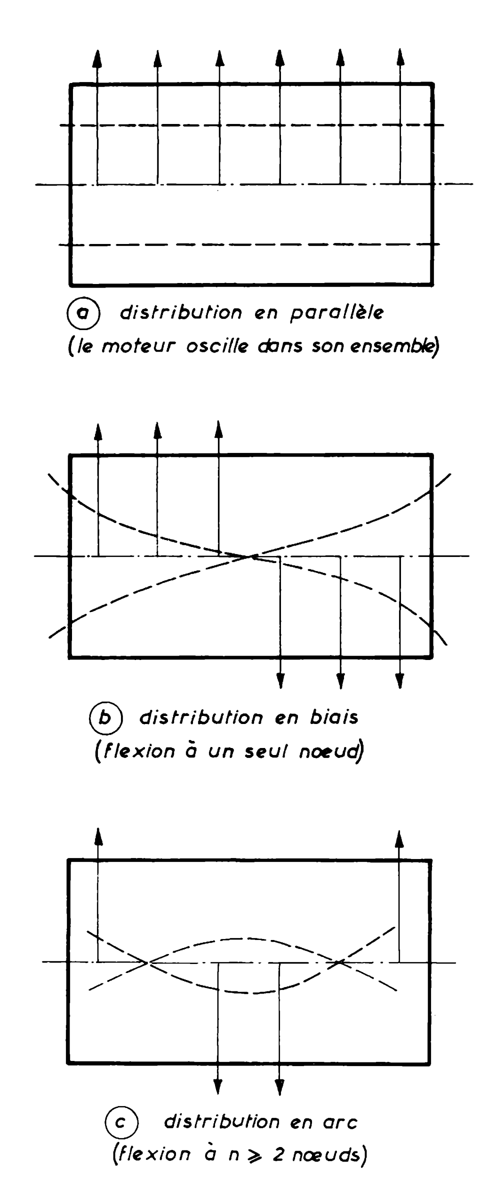


Fig. X. A. 12. - Distribution des efforts de flexion longitudinale (harmonique d'un rang donné).

Acier	22 000 kg/mm^2
Fonte aciérée	16 000 kg/mm^2
Bonne fonte courante ...	10 à 12 000 kg/mm^2
Alliage d'aluminium....	7 000 kg/mm^2

Par ailleurs, indépendamment de ces contraintes d'origine mécanique, un bâti-cylindres est soumis à des contraintes d'origine thermique provenant de la combustion. Rappelons que ces contraintes croissent proportionnellement aux différences $\Delta\theta$ de température entre deux points d'une même pièce, au module d'élasticité E du matériau et au coefficient de dilatation linéaire α du matériau. Dans le cas d'un champ de température stationnaire $\Delta\theta$ est inversement proportionnel à la conductibilité thermique λ ; dans le cas d'un champ périodique de température $\Delta\theta$ est inversement proportionnel à $\sqrt{\lambda \cdot \bar{\omega} \cdot q_s}$, $\bar{\omega}$ étant le poids spécifique et q_s la chaleur spécifique. Pour la fonte $\lambda = 54$ et $\sqrt{\lambda \cdot \bar{\omega} \cdot q_s} = 200$; pour l'aluminium $\lambda = 170$ et $\sqrt{\lambda \cdot \bar{\omega} \cdot q_s} = 300$. Ces contraintes sont évidemment plus importantes au niveau de la chambre de combustion ; on devra s'efforcer à ce qu'elles ne provoquent pas de distorsions et, pour cela, éviter toute possibilité de formation de poches de vapeur dans le circuit d'eau. On pensera également que,le vilebrequin pouvant s'échauffer plus vite que le bâti, il est nécessaire de prévoir un jeu entre les coussinets de palier et les flasques du vilebrequin ; si le bâti est en alliage d'aluminium le jeu sera étudié pour tenir compte des différences de coefficients de dilatation du bâti et du vilebrequin.

Ceci étant, il va de soi que le mode de fixation du moteur sur son support ne doit pas introduire d'efforts extérieurs continus venant se composer avec les efforts internes. Il y aura donc intérêt à prévoir les points de fixation en nombre aussi réduit que possible (trois si possible), à les choisir et à les réaliser de telle sorte qu'ils soustraient le bâti aux déformations éventuelles du support, à ne pas introduire de contraintes nouvelles lors du serrage sur les appuis et à permettre la libre dilatation du bâti-cylindres sous l'effet de la température.

La suspension élastique sera donc d'un grand secours. Il a d'ailleurs été parfois constaté que le seul fait de substituer une suspension élastique à une fixation rigide provoquait une diminution de la consommation de combustible, ce qui démontre péremptoirement que la fixation initiale introduisait des déformations nuisibles au rendement mécanique du moteur.

B. - CYLINDRES

Deux solutions sont possibles :

1. Cylindres venus de construction avec le bâti-cylindres

Cette solution inspirée de l'automobile exige l'adoption pour le bâti-cylindres de fontes spéciales résistant à la corrosion et offrant un bon coefficient de frottement ; on peut améliorer ces deux qualités par chromage poreux de l'alésage.

Cette solution ne peut être normalement envisagée que pour de très faibles alésages.

2. Cylindres rapportés, dits chemises

- Soit sans contact avec l'eau (chemises sèches),
- Soit en contact avec l'eau (chemises humides).

L'emploi de chemises évite la pratique onéreuse du réalésage du bâti et rend possible l'emploi de matériaux nobles élaborés et usinés dans d'excellentes conditions.

Les chemises sèches sont de simples fourreaux minces, de fonte ou d'acier, enfoncés à force et rectifiés après mise en place.

Malgré leur faible coût, leur emploi paraît limité aux alésages inférieurs à 120 du fait de deux défauts d'ailleurs complémentaires l'un de l'autre :
- Leur mauvais contact thermique entre chemise et bloc-cylindres,
- Leur déformabilité.

Par ailleurs, après plusieurs remplacements de fourreaux, on constate une usure de l'alésage du bloc, usure telle qu'il faut passer à des fourreaux au diamètre extérieur cote réparation.

Il en résulte que les chemises humides, malgré leur coût plus élevé et les risques de fuites d'eau, s'imposent dès l'alésage de 120. Cette solution, outre qu'elle facilite la fonderie du bloc, permet d'assurer un refroidissement plus intense du piston. Néanmoins, la nécessité de prévoir, au voisinage de la culasse, un appui suffisamment large pour maintenir la chemise et une masse suffisamment rigide pour ne pas subir de déformation sous l'effet du serrage des écrous de goujons de culasse, serrage venant s'appliquer sur la surface, souvent volontairement restreinte, du joint de culasse, conduit à limiter

sérieusement le refroidissement du haut de la chemise c'est-à-dire de la partie qui est précisément la plus chaude. Il s'ensuit que des contraintes et des fatigues thermiques importantes se produisent dans cette zone, par ailleurs déjà soumise à des contraintes et à des fatigues mécaniques sérieuses du fait de la pression des gaz et de la liaison avec la culasse. En conséquence le matériau de la chemise devra être aussi homogène que possible et posséder des caractéristiques mécaniques impliquant l'emploi de fontes étudiées.

Soulignons que la difficulté d'assurer un refroidissement intense du haut de cylindres concourt fâcheusement au mauvais refroidissement du segment de tête et ce précisément au moment où il est le plus chaud et en contact direct et prolongé avec la chemise.

Ricardo préconise de buter la chemise au tiers de la hauteur en partant du haut, au-dessous des bossages de goujons de culasse. Cette recommandation ne paraît pas avoir été adoptée, car nombreux sont les constructeurs qui reconnaissent l'intérêt d'une chemise possédant un anneau épais à la hauteur de la chambre de combustion.

Le joint du bas, effectué par anneaux de caoutchouc synthétique, ménagé pour permettre les dilatations axiales, doit permettre également les dilatations radiales. On peut prévoir, dans le bâti-cylindres, avant la zone du dernier anneau, une saignée circulaire en communication avec l'extérieur ; cette solution permet d'attirer l'attention sur le défaut (ou la perte) d'étanchéité des anneaux supérieurs.

Les chemises humides auront dans le fût une épaisseur de l'ordre de 0, 06 D. L'usure des chemises est un facteur déterminant de la qualité du service assuré par un moteur. Or, toutes choses égales par ailleurs, l'usure limite rapportée au diamètre est constante quel que soit l'alésage. A similitudes mécanique et thermique respectées l'usure exprimée en millimètres par unité de temps est la même pour deux moteurs géométriquement semblables. Mais la chemise d'alésage 2 D pourra supporter, en valeur absolue, une usure double de celle de la chemise d'alésage D ; elle pourra donc durer deux fois plus longtemps. Mais, à qualité égale, les prix seront en général dans un rapport supérieur à 2.

L'usure des cylindres est particulièrement accentuée au droit des positions qu'occupe le segment de tête aux points morts de la course du piston. En ces points les vitesses des pistons s'annulent et le film d'huile situé entre le segment et la chemise devrait se rompre conformément aux lois de l'hydrodynamique ; en réalité la question paraît moins simple car nous ne sommes pas en régime établi et il semble que lorsque les gradients de vitesse et de charge régnant dans le film sont élevés ils puissent induire une énergie dynamique s'opposant à la rupture du film et diminuant l'importance du frottement à sec.

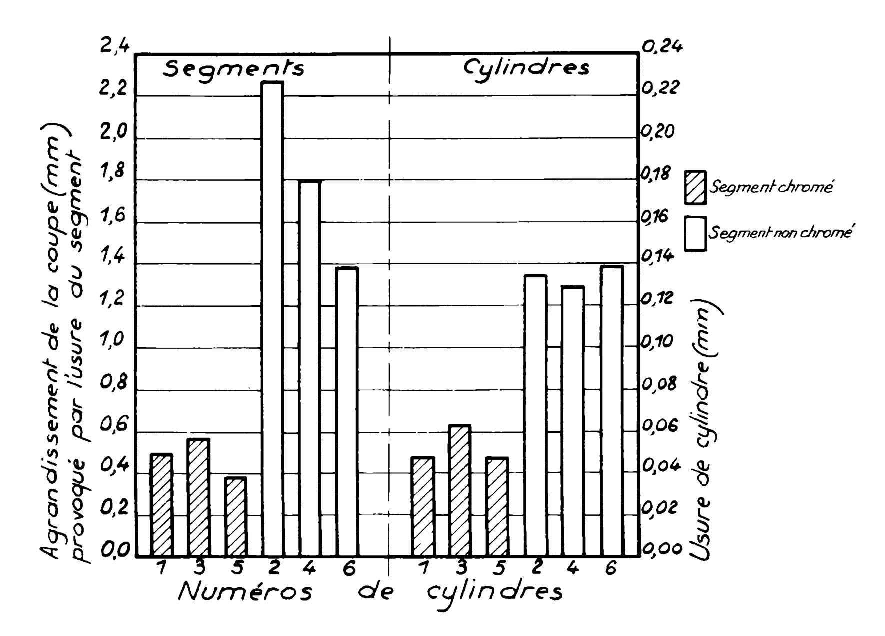
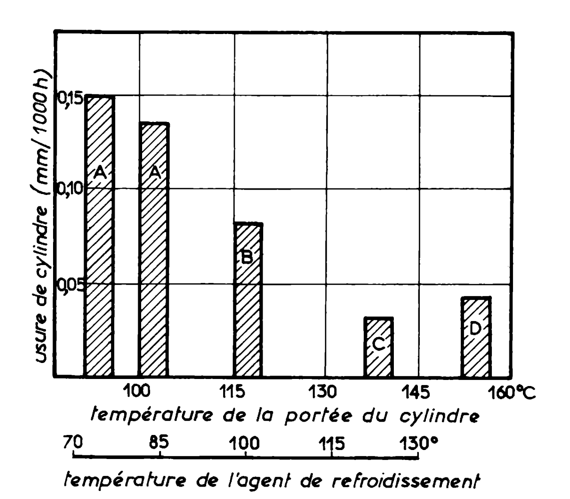


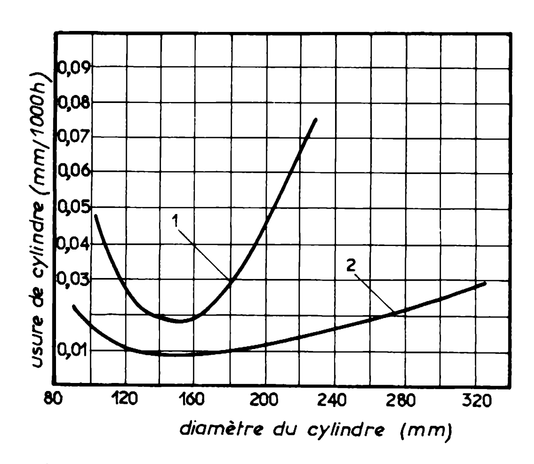
Fig. X. B. 1. - Usure de cylindres et de segments.
(D'après SAE journal. Février 1949)



A - refroidissement par eau
B - refroidissement par évaporation
C - eau de refroidissement par addition de glycol
D - refroidissement par air

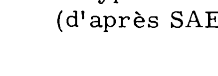
Fig. X. B. 2. - Influence de la température de paroi de cylindre sur l'usure.

(MTZ. 1956)



1 - 9 moteurs Diesel à deux temps
2 - 9 moteurs Diesel a quatre temps

Fig. X. B. 3. - Usures en fonction du type de moteur et de l'alésage (d'après SAE Transactions. Janvier 1949)



Néanmoins au P.M.H. les températures sont élevées donc la viscosité de l'huile est faible ; par ailleurs les pressions unitaires exercées par le segment de tête sur la paroi de la chemise sont élevées du fait de la pression exercée par les gaz sur l'arrière du segment : l'usure est donc maximale en ce point ; cette usure au P.M.H. est toujours prise comme usure de référence de la chemise.

Quoi qu'il en soit il sied, en règle générale, de ne pas accorder à l'usure des chemises une importance trop considérable, surtout dans le cas du moteur 4 temps.

Le principal facteur d'usure est, l'air étant supposé propre, le lancement du moteur du fait du frottement pratiquement à sec qui en caractérise les premiers instants, lesquels se prolongent d'autant plus longtemps que, la température étant plus basse, l'huile est plus visqueuse et atteint moins vite le haut des cylindres. L'adoption de segments de tête chromés améliore sérieusement la situation (fig.X. B.1) et notons, à cet égard, que le moteur à refroidissement par eau est inférieur au moteur à refroidissement par air qui atteint plus rapidement une plus haute température de parois (fig.X.B.2).

Mentionnons ensuite la valeur de la charge moyenne développée et, à charge moyenne donnée, la consommation spécifique de combustible, la température d'échappement et les variations d'allure et de charge.

L'usure croît également avec la température des segments du fait, en particulier, de l'incidence directe que présente cette température sur la viscosité de l'huile. Il faut probablement trouver là une cause non négligeable de l'accroissement d'usure constaté lors de l'emploi de combustibles chargés en soufre : ceux-ci, en effet, accélèrent la formation des gommes et vernis qui isolent thermiquement le segment. L'action si souvent évoquée de l'attaque corrosive semble n'exercer une influence vraiment déterminante que dans le cas de moteurs lents à parois froides, la condensation ayant le temps de se produire entre l'aller et le retour du piston. L'usure des chemises est d'ailleurs plus accusée sur le 2 temps que sur le 4 temps (fig.X. B.3) dont les chemises sont sensiblement plus froides ; ceci tend bien à confirmer qu'il convient de n'accorder une importance cruciale à l'usure par corrosion que sous réserve d'une démonstration formelle.

Tout ce qui précède postule évidemment que les chemises sont, sur toute leur hauteur, lubrifiées avec une huile de qualité appropriée.

L'usure n'étant pas uniformément répartie sur la périphérie d'une section droite, il importe de toujours bien préciser les conditions dans

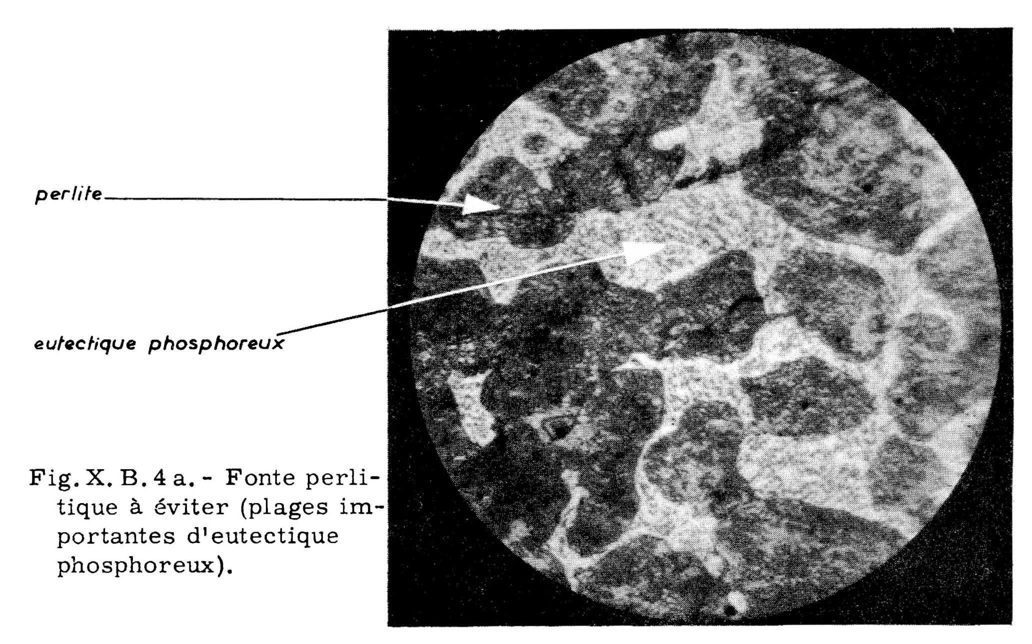


Fig. X. B. 4 a. - Fonte perlitique à éviter (plages importantes d'eutectique phosphoreux).

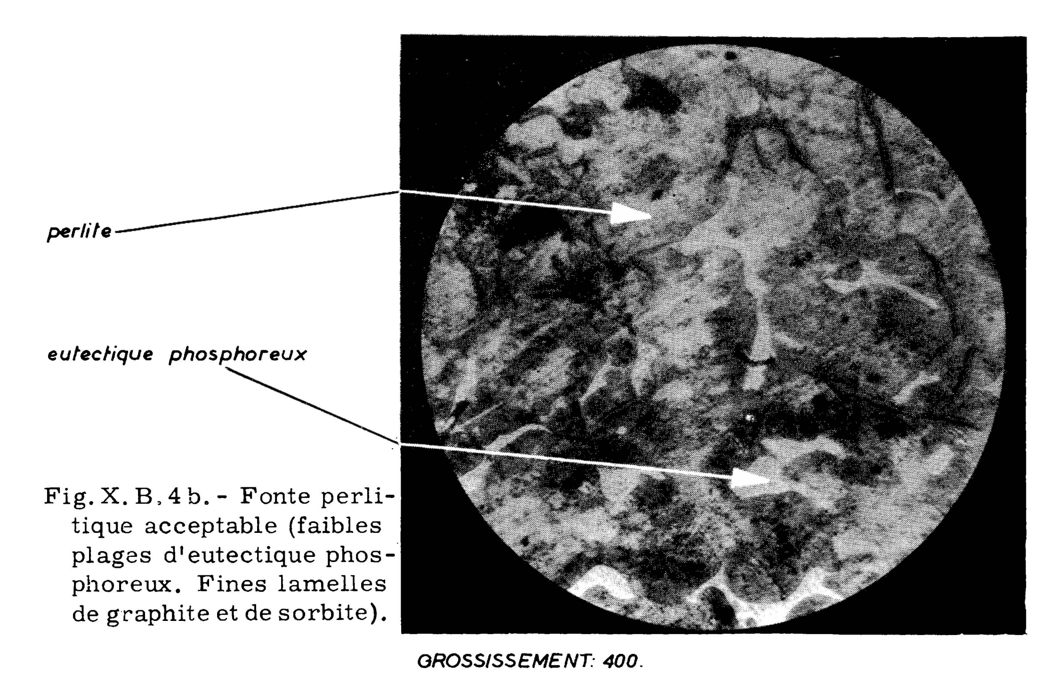


Fig. X. B, 4 b. - Fonte perlitique acceptable (faibles plages d'eutectique phosphoreux. Fines lamelles de graphite et de sorbite).

Fig. X. B. 4. - Fontes de cylindres.

(Documents S.N.C.F.)

lesquelles furent effectuées les mesures tant à l'état neuf qu'à l'état usagé et de ne pas perdre de vue que toute mise en place dans le bâti, tout serrage de culasse et tout fonctionnement à chaud provoquent des déformations non négligeables du fût.

La résistance à l'usure d'une chemise paraît déterminée en premier lieu par la nature du métal qui la compose ; la microporosité de la fonte permet l'obtention d'une réserve d'huile suffisante pour assurer un graissage correct et même pour pouvoir fonctionner sans graissage pendant un certain temps.

L'utilisation de fonte alliée, de la trempe superficielle et du chromage ou de la nitruration augmente la résistance à l'usure, sans que l'on puisse tabler sur des résultats d'essais logiques ou cohérents; il est un fait que les chemises en fonte alliée résistent mieux à l'usure que les chemises en fonte non alliée, du fait que les additions favorisent la formation uniforme de graphite lamellaire (Ni, Mo, Ti, Cu, Va) et d'une structure perlitique fine (Cr, Va, Mo) ; le chrome et le vanadium contribuant par surcroît à diminuer la grosseur du grain, les chemises en fonte alliée à ces métaux ont, en général, une excellente résistance à l'usure.

Notons que, à parité d'analyse, celles des fontes qui sont affinées au four électrique ont une structure plus fine et plus compacte, résistant mieux à l'usure.

On doit éviter les fontes dans la structure primaire desquelles domine la ferrite dont la dureté est moindre, les qualités de glissement mauvaises et la tendance au grippage assez importante. On doit rechercher les structures dures (perlitiques avec sorbite finement lamellaire) possédant des formations réticulaires et finement réparties de phosphure de fer (la centrifugation favorise cette répartition)(fig.X. B. 4) ; le phosphure, dont la présence implique une teneur en phosphore de l'ordre de 0, 7 %, améliore considérablement l'adhérence de l'huile de graissage et s'oppose aux soudages locaux.

Au total, on doit s'évertuer à utiliser des duretés Brinell comprises entre 250 et 300 avec une résistance au cisaillement de l'ordre de 30 à 35 kg/mm^2 et une charge de rupture à la flexion supérieure à 750 kg ; les duretés élevées ne sont obtenues qu'avec les alésages faibles ; ce fait et la difficulté de la centrifugation motivent que les chemises de moteurs à grand alésage peuvent présenter des usures spécifiques plus élevées que celles des moteurs à faible alésage. Aussi pour des moteurs soignés de grand alésage (>250) certains constructeurs ont recours au chromage électrolytique, solution qui

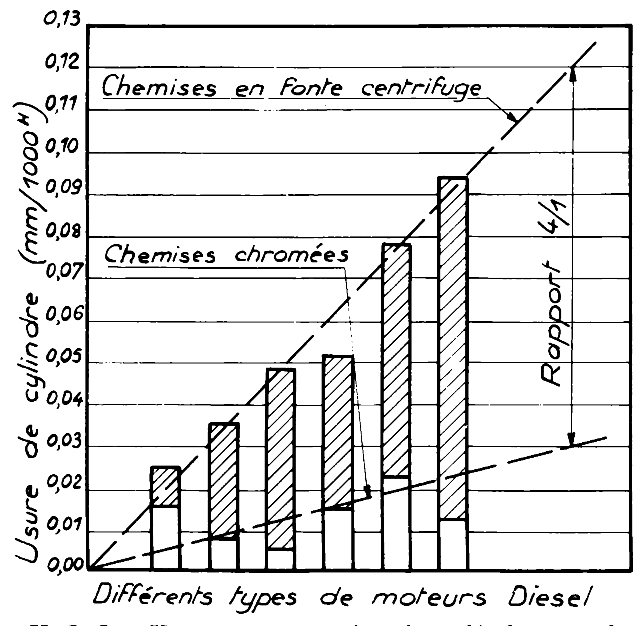
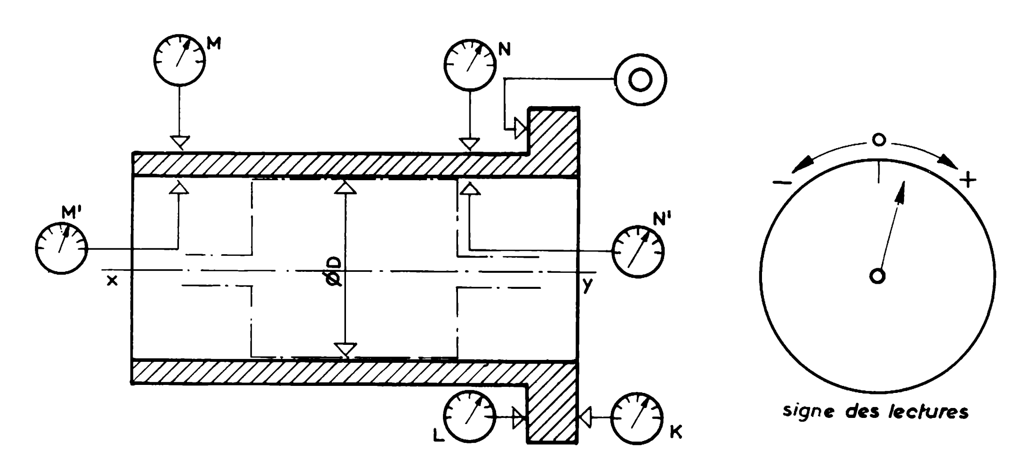


Fig. X. B. 5. - Usures comparées de cylindres en fonte centrifugée et en fonte revêtue de chrome. (Segments non chromés dans les deux cas.)

(D'après SAE Transactions. Janvier 1949)



Variations de Ø D : ± 0, 01 par rapport à la valeur q en un point quelconque de l'alésage.

Concentricité par rapport à l'alésage : La chemise étant montée sur un mandrin centré sur son alésage, 4 comparateurs sont placés en M, M', N, N' dans un même plan méridien et réglés au zéro. Pour une rotation α de la chemise autour de xy, les valeurs algébriques lues aux comparateurs sont respectivement : m_α, m'_α, n_α et n'_α. On doit avoir :

$$0 < \alpha < 360° \begin{cases} -0,03 \leqslant \Delta M \leqslant 0,03 \text{ mm avec } \Delta M = m_\alpha + m'_\alpha \\ -0,03 \leqslant \Delta N \leqslant 0,03 \text{ mm avec } \Delta N = n_\alpha + n'_\alpha \\ -0,02 \leqslant \Delta M - \Delta N \leqslant 0,02 \text{ mm.} \end{cases}$$

Nota. - Pour des raisons de commodité de calcul et afin d'éviter des ambiguïtés de signe, il est recommandé de parfaire le montage pour avoir : $m'_\alpha = 0$ et $n'_\alpha = 0$ quel que soit α.

Exemple. - Avec $m'_\alpha \neq 0$ et $n'_\alpha \neq 0$:

$$\text{pour} \left\{ \begin{matrix} \left.\begin{matrix} m_\alpha = -0,04 \\ m'_\alpha = +0,02 \end{matrix}\right\} m_\alpha + m'_\alpha = \Delta_M = -0,02 \\ \left.\begin{matrix} n_\alpha = -0,01 \\ n'_\alpha = -0,02 \end{matrix}\right\} n_\alpha + n'_\alpha = \Delta_N = -0,03 \end{matrix} \right\} \Delta_M - \Delta_N = 0,01$$

Voilage par rapport à l'alésage : 0 est un point fixe - K et L sont deux comparateurs placés en opposition dans le plan méridien xy 0. Pour $-0,01 \leqslant m_\alpha - n_\alpha \leqslant 0,01$, on doit avoir :

$$0 < \alpha < 360° \begin{cases} -0,02 \leqslant k_\alpha \leqslant 0,02 \text{ mm} \\ -0,01 \leqslant 1_\alpha \leqslant 0,01 \text{ mm} \end{cases}$$

(Document S.N.C.F. - Sté Demolin)

Fig. X. B. 6. - Contrôle géométrique d'une chemise.

permet de choisir assez librement la fonte support (fig. X. B. 5). Ce dépôt électrolytique de chrome faisant disparaître la porosité de la fonte, ils utilisent généralement du chrome poreux ou à surface volontairement guillochée. Le chrome, d'une dureté Brinell de 800 à 1 000 :

- Possède d'excellentes qualités de frottement mais nécessite un rodage prolongé (l'emploi de segments spéciaux en réduit le temps) ;
- Empêche presque complètement les soudages locaux tant avec la fonte qu'avec l'aluminium ;
- Résiste exceptionnellement bien à la corrosion chimique.

Les chemises nitrurées, particulièrement indiquées pour les petits alésages, présentent des qualités comparables (dureté Brinell $\geqslant 700$).

Toutefois il est toujours indiqué de ne pas sous-estimer l'intérêt de l'emploi de segments chromés et de chemises en fonte alliée de bonne qualité.

Dans le cas de chemises en fonte alliée, on adopte en général des segments dont la dureté Brinell est supérieure d'au moins 20 points à celle de la chemise. L'alésage du fût de celle-ci doit être de la qualité 7 (fig.X.B.7) ; sa rugosité doit être telle que la somme des rugosités géométriques des pièces en regard (c'est-à-dire la somme de leurs dénivelées totales) soit supérieure aux erreurs de forme présentées par la chemise une fois en place, culasse serrée. Lorsqu'on emploie des segments de tête en chrome poreux ou friable, on peut donc se contenter de chemises dont la rugosité est de l'ordre de 30 à 40 rus CLA obtenue par honing à traits inclinés à 45° sur l'axe de la chemise ; cette solution permet en quelques heures de mener à bien un rodage correct. Il y a intérêt à adopter un état de surface tel que, compte tenu de l'huile utilisée durant le rodage et compte tenu de la nature du segment de tête, les aspérités de surface aient disparu avant que la formation plus ou moins généralisée d'une couche pelliculaire écrouie (avec, en cas de segment de tête chromé lisse, transfert progressif du chrome du segment sur la chemise) ne vienne rendre illusoire la poursuite du rodage. Ainsi, en partant d'un état de surface de chemise trop rugueux (70 rus CLA par exemple), on risque, surtout si l'on utilise des huiles dopées présentant, volontairement ou non, un caractère extrême pression obtenu par onctuosité, de n'arriver qu'à 50 rus après un temps assez long. A l'opposé si l'on part de 10 rus on risque de gripper en cours de rodage. Par surcroît, il semble que l'obtention d'états de surface poussés s'accompagne fréquemment d'une déformation de la macrogéométrie du fût durant la finition.

Enfin - mais non à la fin - il va de soi qu'il importe que le fût soit aussi cylindrique que possible et bien orthogonal à l'axe du vilebrequin ; ceci exige que la géométrie de la chemise finie fasse l'objet de contrôles soignés (fig. X. B. 6).

Dans le cas de chemises pour moteurs 2 temps, il faut s'évertuer à soulager les arêtes des lumières, principalement celles des lumières d'échappement qui sont déjà thermiquement très sollicitées. Pour diminuer les pressions latérales, on peut donner aux lumières une légère forme en tonneau (0, 04 à 0, 06 D/100) et renforcer le fût au droit desdites lumières, ce qui limite l'amplitude des vibrations du fût et permet de refroidir les entretoises.

Pour éviter le grippage en service, la viscosité de l'huile ne doit pas tomber au-dessous d'une valeur que Thiéry a estimée de l'ordre de 3 centistokes. Il importe donc que, entre jupe de piston et chemise, s'établisse une circulation d'huile suffisante pour empêcher que la température de l'huile ne monte au niveau correspondant. Le compromis à établir entre l'impératif d'un débit suffisant et la nécessité d'une consommation d'huile admissible est d'autant plus difficile à réaliser que la forme géométrique des chemises est moins parfaite.

C. - EQUILIBRAGE D'UN MOTEUR

Malgré ses oscillations internes, un bâti-cylindres n'en reste pas moins un ensemble qui n'est pratiquement pas déformable sous l'effet du couple - $\mathcal{C}_m$ et des forces et couples d'inertie. Si ce bâti est relié rigidement à ses fondations, ces forces et couples se transmettent intégralement auxdites fondations. Les sollicitations de caractère périodique ainsi transmises peuvent exciter, au voisinage, des vibrations résonnantes d'amplitude dangereuse pour les organes qui en sont l'objet. Si ce bâti est monté sur des ressorts très flexibles, aucun effort n'est transmis aux fondations ; l'énergie conférée à l'ensemble par les forces et couples se transforme en énergie cinétique se traduisant par des déplacements périodiques de l'ensemble. Ces déplacements de nature plus ou moins complexe sont, suivant la composition des forces instigatrices, d'amplitudes plus ou moins importantes et doivent donc fréquemment être limités : une partie de l'énergie originale doit donc être absorbée dans des frottements externes se produisant dans les organes de liaison du moteur au support ; au total le mouvement s'apparente à ceux que connaissent les bateaux : par comparaison, ce montage est souvent dénommé "flottant".

DETAIL A

Les hauteurs de collerettes de chemises et de bâti doivent être suffisantes pour supporter les efforts dus au serrage des culasses, compte tenu de la dimension et de la position des joints de culasse. Toute hauteur excessive entraîne une dangereuse diminution du refroidissement du haut de la chemise (mauvaise tenue du segment de tête, contraintes thermiques excessives ...).

DETAIL B
Joints de bas de chemises

Deux joints toriques en élastomère suffisent généralement pour assurer l'étanchéité entre la chambre d'eau et le carter d'huile.

Les gorges dans les chemises sont de préférence de section rectangulaire ; les joints y travaillent dans de meilleures conditions, mais cette section exige des usinages à tolérances serrées. La gorge doit avoir la plus grande section compatible avec la résistance de la chemise au droit de cette gorge. Le diamètre moyen du tore constituant le joint ne doit pas être inférieur de plus de 5 % à son diamètre une fois en place. Le joint doit, mis en place, avoir une section droite telle que, compte tenu de sa variation de volume en service (en général, c'est un gonflement), des tolérances de fabrication et du jeu entre chemise et bâti, la section maximale du joint ne soit pas supérieure à la section minimale de la gorge et que son diamètre minimal permette une compression de 15 % dans la gorge de section maximale.

La matière des joints doit être telle que ses caractéristiques ne vieillissent pas au contact de l'eau et de l'huile. Pour des températures d'eau et d'huile ne dépassant pas 75°, il existe des élastomères convenant simultanément pour les deux fluides. Pour des températures supérieures, il faut avoir actuellement recours à deux matières différentes, l'une (généralement à base de silicone) résistant bien à l'eau et l'autre (par exemple viton ou caoutchouc à base de perbunan), résistant à l'huile.

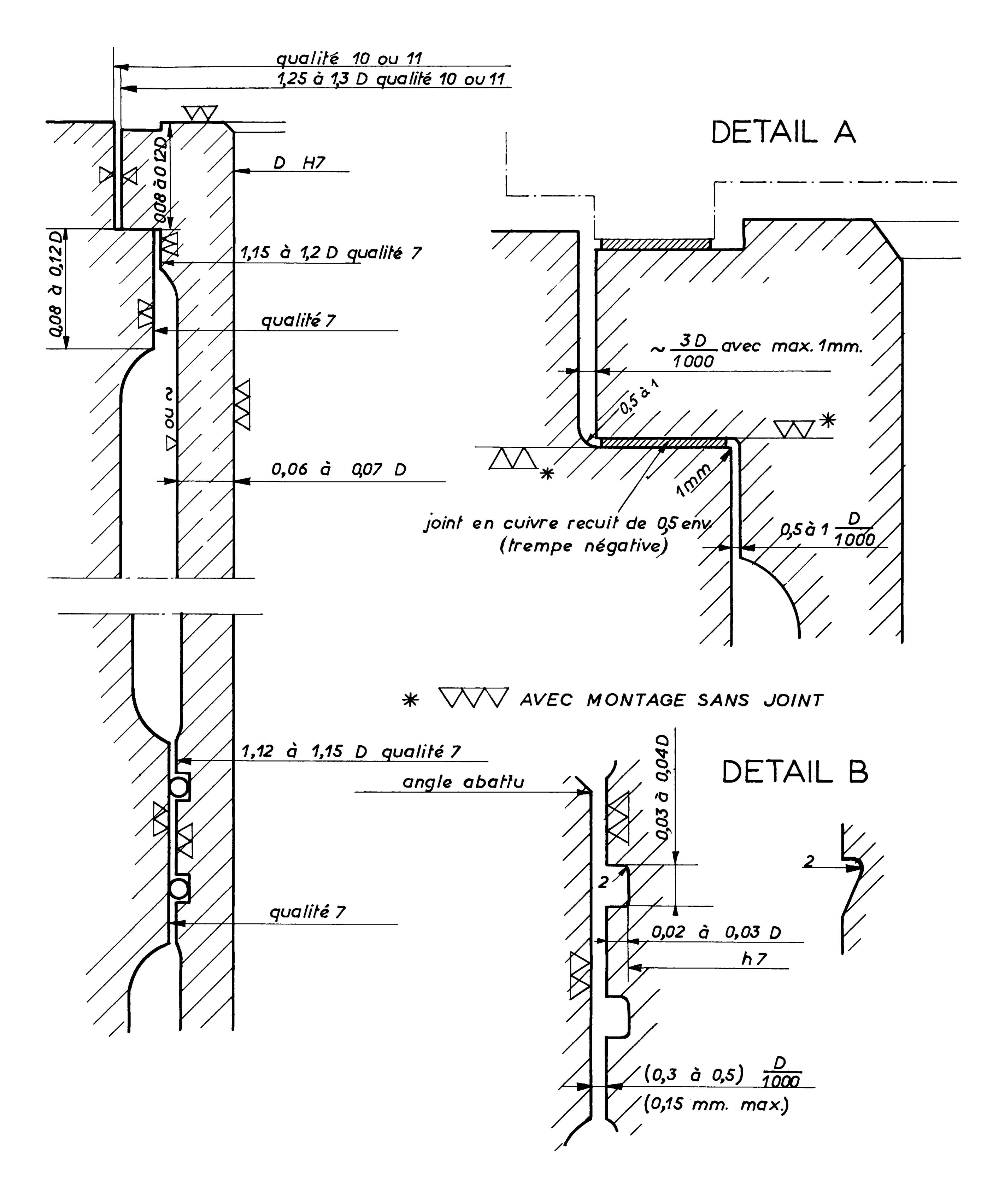


Fig. X. B. 7. - Dimensionnement d'une chemise.

De son côté, le couple ($+ \mathscr{C}_m + \mathscr{C}_{mi_a}$) est appliqué au vilebrequin qui,lui, est un organe élastiquement déformable et peut, de ce fait, être l'objet de vibrations et entrer en résonance avec les fréquences de la variation périodique du couple ($\mathscr{C}_m + \mathscr{C}_{mi_a}$). Pour les vitesses de rotation du moteur auxquelles se produisent ces résonances, l'amplitude des vibrations internes du vilebrequin peut atteindre des valeurs de nature à en entraîner la rupture. Ces vibrations peuvent être soit de torsion (du fait de $\mathscr{C}_m + \mathscr{C}_{mi_a}$), soit de flexion (du fait de Z_{g_0}); les premières sont généralement les seules importantes. Le rôle du volant de vilebrequin est de régulariser le mouvement rotationnel de celui-ci. Le rôle de l'amortisseur est d'en limiter l'amplitude des vibrations élastiques de torsion.

Nous reviendrons à l'occasion de l'étude du vilebrequin sur les vibrations en question et considérons uniquement dans ce qui suit les oscillations dues aux variations cycliques du couple $-\mathscr{C}_m$ et des forces et couples d'inertie.

L'équilibrage d'un moteur est le résultat des mesures prises pour diminuer l'amplitude de ces oscillations.

Suspendons à un fil un moteur électrique à cage d'écureuil supposé équipé de liaisons électriques et mécaniques sans poids ni raideur et entraînant une machine réceptrice à couple résistant continu (fig. X. C. 1 a). Au repos, le fil passe par le centre de gravité du moteur et, celui-ci étant symétrique par rapport à son plan médian, est contenu dans ce plan médian. Lorsque le moteur est en service (fig. X. C. 1 b) son centre de gravité prend dans le plan médian une position telle que le produit de la distance de cette position au fil par le poids du moteur soit égal et opposé au couple fourni par le moteur. Ce couple étant continu, les positions du moteur et de son fil de suspension restent fixes.

Remplaçons ce moteur électrique par un moteur à mouvement interne alternatif supposé muni d'accessoires (pompes, volant, damper ...) conservant la symétrie structurale du moteur nu. Au repos, le fil passe par le centre de gravité et est contenu dans le plan médian transversal du moteur. En fonctionnement, le centre de gravité se déplace constamment par rapport au fil de suspension, lequel (en général) ne reste pas dans le plan médian, les forces et moments auxquels est soumis le bâti-cylindres n'étant pas constants. Même si le

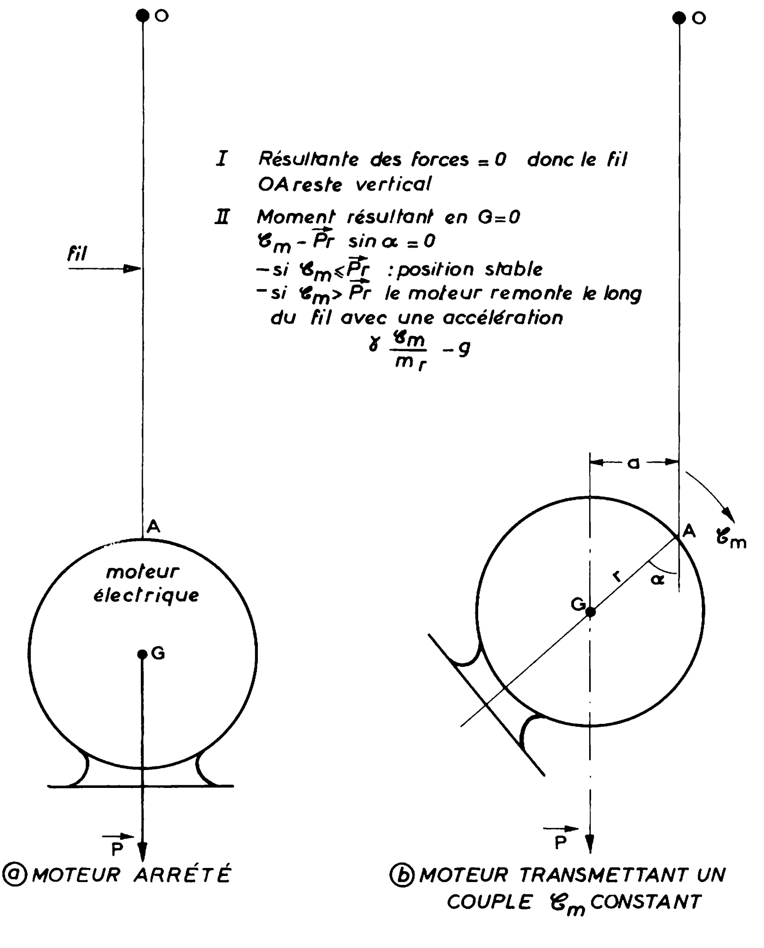


Fig. X. C. 1. - Positions d'équilibre d'un moteur électrique suspendu à un fil.

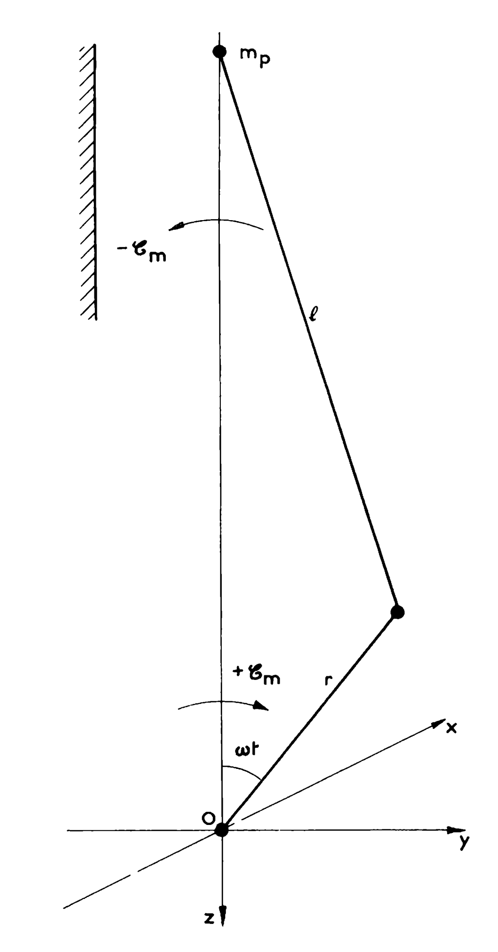


Fig. X. C. 2. - Equilibrage d'un moteur monocylindre.

moteur tourne à vide, sans développer aucun couple extérieur, c'est-à-dire lorsque les seules forces extérieures agissant sur le moteur sont son propre poids et la tension du fil, le centre de gravité persiste à se déplacer continuellement par rapport au fil de suspension, ceci sous l'effet des seules forces d'inertie (et évidemment du couple moteur nécessaire pour vaincre les frottements internes). Le phénomène est équivalent à celui que provoque un enfant qui, en déplaçant son centre de gravité par rapport à sa balançoire, augmente ou diminue l'amplitude du déplacement de celle-ci.

Au total, le centre de gravité d'un moteur Diesel en rotation est soumis à un système de :

Trois forces dirigées suivant les trois axes Ox, Oy, Oz.
Trois moments situés dans les trois plans xOy, yOz, zOx.

Le lieu décrit par le centre de gravité est fonction :

Du nombre des cylindres et de leur disposition ;
De la forme du vilebrequin ;
De l'ordre d'allumage des cylindres ;
De la vitesse de rotation.

Equilibrer un moteur, c'est, conformément au principe de d'Alembert : "Sur un point matériel en mouvement, la force d'inertie et la résultante des forces agissantes sont, à chaque instant, en équilibre", agir sur les forces d'inertie et les forces agissantes, en vue de :

Rendre constants les sens, direction et grandeur du vecteur "Position du centre de gravité par rapport au point O du moteur au repos" ;
S'évertuer à réduire au minimum la grandeur de ce vecteur.

En d'autres termes, il faut, au premier chef, que :

1. Le centre de gravité reste immobile;
2. Le moment résultant des quantités de mouvement $\int m\, dx/dt$, $m\, dy/dt$, $m\, dz/dt$ par rapport audit centre de gravité reste constant.

Ainsi les appuis, supposés rigides, seront l'objet de sollicitations constantes, comme cela est naturellement réalisé par le moteur à cage d'écureuil.

On conçoit qu'une solution satisfaisante à une vitesse de rotation donnée puisse ne pas le rester quand cette vitesse change. D'ailleurs, dans le cas de machines alternatives, les efforts d'inertie sont complexes et il est impossible d'annuler complètement les efforts alternatifs ; tout au plus peut-on, parfois, annuler quelques fonctions circulaires d'une fréquence donnée.

α) EQUILIBRAGE DU BATI D'UN MOTEUR MONOCYLINDRE (fig.X.C.2)

Considérons l'équilibrage d'un monocylindre dont r est le rayon de manivelle, ℓ l'entraxe de la bielle, ωt l'angle que fait le bras de manivelle à l'instant t, avec la verticale ascendante passant par O.

Les forces en présence sont :

1. Les forces extérieures c'est-à-dire :

   a) Le poids
   b) Le couple $-\mathscr{C}_m$
   c) Les réactions des appuis.

2. Les forces d'inertie :

   a) Alternative, produite par la masse du piston, dont le point d'application est O, dirigée sur Oz et dont la grandeur est :

$$m_p \cdot r\omega^2 (\cos \omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\omega t + \dots)$$

   Le premier terme est de période 2π.
   Le second terme de période π possède une valeur qui est fonction de r/ℓ.

Les termes de la série de cosinus à pulsations (3ω, 4ω...) croissantes qui sont d'un ordre supérieur à 2 ont été négligés ; en effet, dans le cas le plus général d'un cylindre d'axe concourant avec l'axe du vilebrequin et d'un attelage direct, ne subsistent, outre l'harmonique d'ordre 1, que les harmoniques d'ordre pair à coefficients très rapidement décroissants.

   b) Centrifuge, produite par la masse de la manivelle (vecteur de grandeur constante tournant autour de O) et qui se décompose en :

$$m_m \, r\omega^2 \cos \omega t \quad \text{suivant OZ}$$

$$m_m \, r\omega^2 \sin \omega t \quad \text{suivant OY}$$

Nous supposons ω pratiquement constant sur un tour (en d'autres termes, nous négligeons $d\omega/dt$ surtout devant ω^2).

   c) Due au mouvement de la bielle.

Les forces d'inertie a) et b) produites par un mouvement simple peuvent être calculées. Par contre, le mouvement complexe de la

bielle ne permet pas d'en calculer les efforts d'inertie. Mais, étant donné que la composante, dans une direction donnée, de la force d'inertie d'un corps est égale au produit de la masse de ce corps par l'accélération que, dans cette direction, possède son centre de gravité, il est possible d'assimiler la bielle à deux masses indépendantes, concentrées aux extrémités (lesquelles sont pourvues d'un mouvement simple), telles que :

La somme des deux masses soit égale à la masse de la bielle,
Le barycentre des deux masses ponctuelles de la bielle fictive se trouve au centre de gravité de la bielle réelle.

Pratiquement on concentre :

- Au pied de bielle un tiers (ou un quart si bielle-biellette ou bielle à fourche) de la masse totale de la bielle ; de ce fait m_p devient M_{alt} ;
- A la tête de bielle, deux tiers (ou trois quarts) de la masse totale de bielle ; de ce fait m_m devient M_{rot}.

Les forces d'inertie alternatives sont toujours positives. Les forces d'inertie rotatives peuvent être rendues nulles (ou même négatives) en équipant le vilebrequin de contrepoids, sous réserve que l'on puisse les loger. Aussi est-on fréquemment contraint de n'équilibrer que partiellement les forces rotatives.

Au total les forces d'inertie peuvent être considérées comme étant la composition de deux forces :

- Une force d'inertie verticale :

$$= M_{alt}\, r\, \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{\ell} \cos 2\,\omega t\right) + M_{rot}\, r\, \omega^2 \cos \omega t$$

$$= (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \cos \omega t + \left(M_{alt} \frac{r}{4\,\ell}\right) r\, (2\,\omega)^2 \cos 2\,\omega t$$

Le premier terme est la projection sur Oz d'un vecteur tournant autour de O à la vitesse ω ; le deuxième effort alternatif du deuxième ordre effectivement porté par OZ peut être assimilé à la projection sur OZ d'un vecteur fictif tournant autour de O à la vitesse 2 ω.

et :

- Une force d'inertie horizontale :

$$M_{rot}\, r\, \omega^2 \sin \omega t$$

projection sur OY d'un vecteur tournant autour de O à la vitesse ω.

Pour être complet et précis, signalons l'existence de couples complémentaires de faible importance, situés dans le plan YOZ :

a) Un couple dû au fait que le point d'application des forces d'inertie centrifuges se trouve non pas au centre O, mais se déplace sur la circonférence du coussinet de palier ;

b) Un couple dû au fait que l'assimilation de la masse de la bielle à deux masses rassemblées au pied et à la tête de bielle n'est valable que pour la détermination des forces d'inertie car le moment d'inertie de ces deux masses est différent du moment d'inertie de la bielle. Si le moteur est pourvu d'une bielle importante [cas des bielles maîtresses de moteurs en étoile, des moteurs en V à embiellage (bielle + biellette)], il y a intérêt à serrer le problème de plus près.

En conséquence :
La force d'inertie horizontale <u>peut</u> ne pas se manifester ;
La force d'inertie verticale existe <u>toujours</u>.

A ces forces viennent s'ajouter, au point de vue équilibrage :

Le couple - $\mathcal{C}_m$ de période 4 π ou 2π

Le couple - $\mathcal{C}_{mi_a}$ de période 2 π.

Le vilebrequin n'étant pas assimilable à un arbre constitué d'un axe et d'un simple disque, l'équilibrage par contrepoids ne peut être un simple équilibrage statique rendant compte de la seule symétrie du rotor considéré dans son ensemble par rapport à l'axe de rotation, type d'équilibrage qu'assure un seul contrepoids monté sur l'un des deux flasques de manivelle. Il est nécessaire de s'assurer, par équilibrage dynamique, que la présence des contrepoids n'introduit pas, en longitudinal, des répartitions de masses de nature à introduire, par rapport au plan YOZ, un défaut de symétrie se traduisant par un couple proportionnel à ω^2 et dont l'axe tournerait à la vitesse ω dans le plan YOZ. Des machines spéciales situent l'importance et l'orientation du balourd de telle sorte qu'il est facile de remédier à un léger défaut d'équilibrage dynamique, créateur d'oscillations de flexion longitudinales, tant dans le bâti-cylindres (transmises par les paliers) que dans le vilebrequin.

Il est possible de disposer les contrepoids d'équilibrage de telle sorte qu'ils réduisent l'importance des forces d'inertie alternatives ; mais cette pratique introduit une composante horizontale $m_c \omega^2 r \sin\omega t$ non équilibrable, m_c étant la masse du contrepoids (ou de la partie de

contrepoids) en question ; elle est, en conséquence, très peu répandue. On ne peut, pratiquement, équilibrer les forces d'inertie verticales que :

1. Par :

a) Deux contrepoids tournant, en sens inverse l'un de l'autre, à la vitesse ω pour équilibrer les forces primaires. Chacun de ces contrepoids doit créer une force centrifuge égale à $\frac{1}{2} M_{alt} \omega^2 r$ et être calé à 180° de OM quand M passe au point mort haut ;

b) Deux contrepoids tournant, également en sens inverse l'un de l'autre, à la vitesse 2 ω pour équilibrer les forces secondaires et créant chacun une force centrifuge égale à $\frac{1}{2} M_{alt} \frac{\omega^2 r^2}{\ell}$.

2. Par la présence dans ledit monocylindre de deux pistons opposés agissant sur deux vilebrequins à manivelles opposées. Ainsi à toute action sur un coussinet de palier correspond une action égale et opposée sur l'autre ; les deux vilebrequins étant solidaires du même carter, la réaction totale extérieure est nulle. On peut ne prévoir qu'un seul vilebrequin en reliant le piston opposé par deux grandes bielles latérales ; cette solution introduit, ipso facto, des forces d'inertie alternative complémentaires de faible valeur.

On conçoit que plus lourdes sont les pièces en mouvement alternatif et plus irrégulier est le couple $(- \mathscr{C}_m - \mathscr{C}_{mi_a})$, plus il est difficile de réaliser un équilibrage de compromis. Aussi est-on parfois contraint de limiter la vitesse de rotation des moteurs monocylindres.

β) EQUILIBRAGE DU BATI D'UN MOTEUR POLYCYLINDRIQUE (fig. X.C.3)

La multiplication du nombre des cylindres permet de faciliter les conditions d'équilibrage par composition des efforts élémentaires. Dans le cas des moteurs en ligne, la situation est particulièrement favorable pour le moteur 6 cylindres (notons, en passant, que 6 est le produit des deux plus petits nombres premiers).

Si nous considérons un moteur à n cylindres, les forces et couples analysés à l'occasion du monocylindre vont donc se composer entre eux. Nous avons en présence :

1. Un couple $(- \mathscr{C}_m - \mathscr{C}_{mi_a})$ d'axe Ox, généralement appelé couple

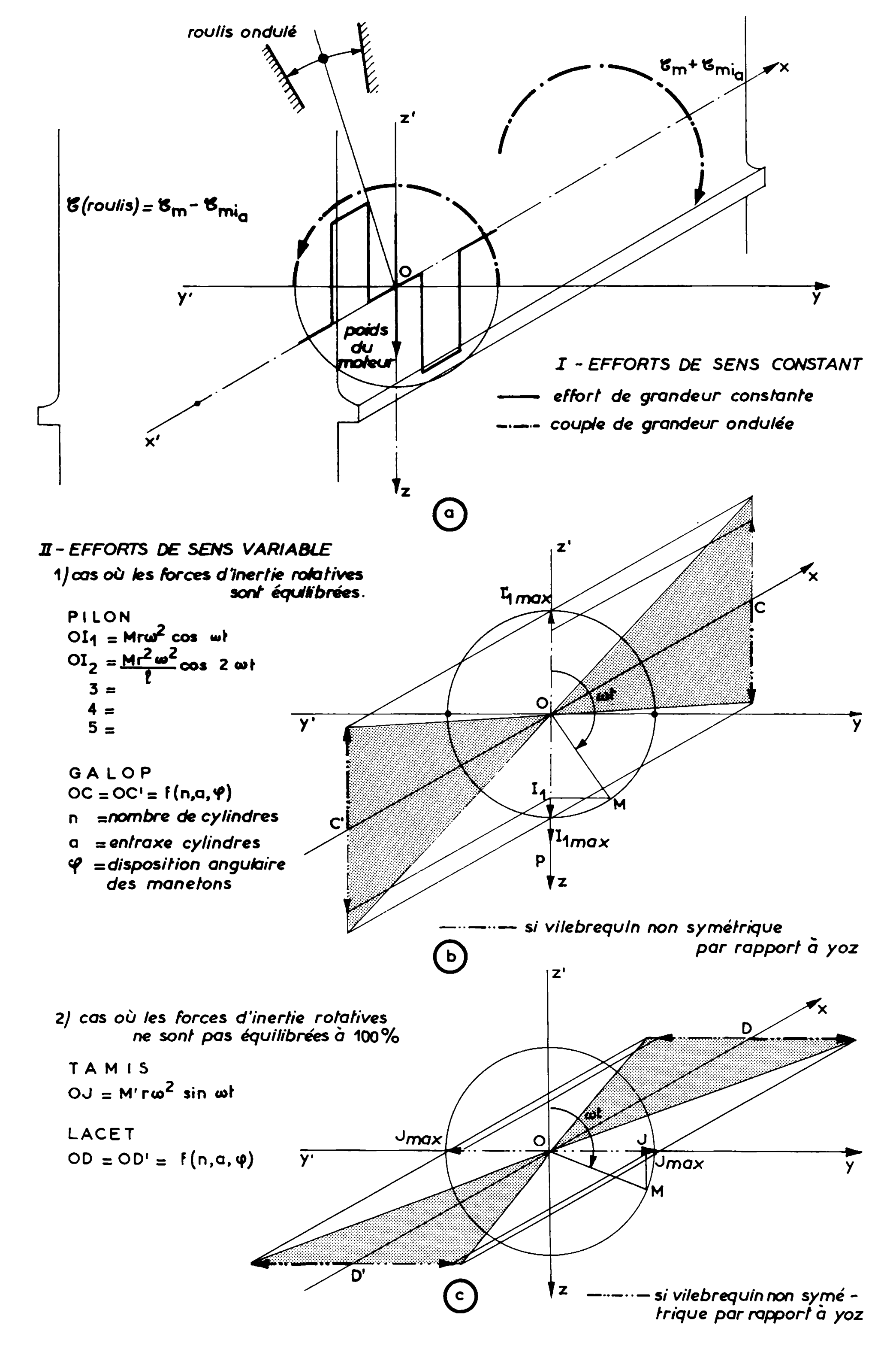


Fig. X. C. 3. - Analyse des efforts d'inertie dans un moteur polycylindrique.

de basculement, donnant un mouvement de roulis de part et d'autre d'une position moyenne inclinée par rapport à OZ (roulis ondulé) (fig. X. C. 3 a).

Plus grand est { le nombre n de cylindres / la régularité des allumages } plus faible en est l'irrégularité cyclique.

Il est impossible d'équilibrer le couple ($-\mathscr{C}_m$) sans détruire le couple moteur. Le couple $\left(-\mathscr{C}_{mi_a}\right)$ peut être équilibré, plus ou moins partiellement, suivant la disposition des cylindres.

2. Les forces verticales se composant en (fig. X. C. 3 b) :
   a) Une force oscillant selon OZ, créant un mouvement de pilon (ou de rebondissement) ;
   b) Un couple de galop (ou tangage) d'axe Oy si le vilebrequin n'est pas symétrique par rapport à YOZ.

3. Les forces horizontales (si elles ne sont pas équilibrées) se composant en (fig. X. C. 3 c) :
   a) Une force oscillant selon Oy, créant un mouvement de tamis (ou de ballant) ;
   b) Un couple de lacet, d'axe Oz si le vilebrequin n'est pas symétrique par rapport à YOZ.

Remarquons que, si l'équilibrage séparé des forces rotatives de chaque attelage est une condition suffisante à l'équilibrage des forces horizontales, il n'en est pas une condition nécessaire ; il est, en effet, possible d'introduire globalement une force et un couple s'opposant respectivement à la force de tamis et au couple de lacet. Mais, si l'équilibrage d'ensemble est réalisé, les coussinets de palier n'en continuent pas moins à souffrir de l'absence d'équilibrage manivelle par manivelle.

β. 1. - CAS DES MOTEURS EN LIGNE

1. Moteur 2 cylindres

Pour que les explosions d'un 4 temps se succèdent régulièrement, les manivelles doivent être calées à 360°, donc être dans le même plan. Les forces alternatives d'un tel moteur sont donc doubles de celles du monocylindre de même alésage. En conséquence, on préfère généralement caler les manetons à 180°, en opposition, les allumages

se succédant alors à intervalles de 180°, puis 540°. Le volant d'un tel 4 temps est donc très important et l'amplitude du roulis ondulé considérable.

Avec une telle disposition de manivelles en opposition, seuls les moteurs 2 temps sont donc relativement stables.

Les manetons étant opposés, la résultante des forces d'inertie horizontale est nulle, mais le couple de lacet subsiste.

Les forces d'inertie verticales du 1er ordre s'annulent ; le couple de galop du 1er ordre est égal à :

$$\frac{a}{2} \cdot (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \,[\cos \omega t - \cos (\omega t + \pi)]$$

a étant l'entraxe des cylindres, soit à :

$$a\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \cos \omega t$$

Les forces d'inertie verticales du deuxième ordre, étant dans la même direction, s'ajoutent :

$$M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} [\cos 2\,\omega t + \cos 2\,(\omega t + \pi)] = 2\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos 2\,\omega t$$

Le couple de galop du deuxième ordre est égal à :

$$\frac{a}{2} M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} [\cos 2\,\omega t - \cos 2\,(\omega t + \pi)] = 0$$

2. Moteur 3 cylindres

Pour que les allumages soient régulièrement répartis, le calage des manivelles doit être à 720/3 = 240° ou à 360/3 = 120°, ce qui conduit au même vilebrequin pour les 4 temps et les 2 temps.

Dans les deux cas, le plan YOZ médian n'étant pas plan de symétrie, le moteur possède des couples de galop et, éventuellement, un couple de lacet.

Même en l'absence de contrepoids, les forces d'inertie horizontales sont nulles. En effet :

$$M_{rot}\, r\, \omega^2 \left[\sin \omega t + \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \sin\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right)\right] =$$

$$M_{rot}\, r\, \omega^2 \left[\frac{\sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) .\ \sin \pi}{\sin \frac{\pi}{3}}\right] = 0$$

Rappelons à ce sujet que :

$$\sin a + \sin (a + h) + \ldots \sin [a + (n - 1) h] = \frac{\sin\left[a + \left(\frac{n-1}{2}\right)^{h}\right] \sin \frac{nh}{2}}{\sin \frac{h}{2}}$$

Le couple de lacet est égal à :

$$a\ .\ M_{rot}\, r\, \omega^2 \left[\sin \omega t - \sin\left(\omega t\ .\ \frac{4\pi}{3}\right)\right] = - a \sqrt{3}\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right)$$

Les forces d'inertie verticales primaires sont égales à :

$$(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \left[\cos \omega t + \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \cos\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right)\right]$$

$$= (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \frac{\cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) \sin \pi}{\sin \frac{\pi}{3}} = 0$$

Les forces d'inertie verticales secondaires sont également nulles (puisque $\sin n\pi = 0$).

Le couple de galop primaire est égal à :

$$a\, (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \left[\cos \omega t - \cos\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right)\right]$$

$$= a \sqrt{3}\, (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right)$$

Le couple de galop secondaire est égal à :

$$a \sqrt{3}\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \sin 2\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right)$$

3. Moteur 4 cylindres

a) 4 temps

Le calage des manivelles doit être à 180°. Les manivelles seront donc opposées 2 à 2 dans le même plan ; en les disposant symétriquement par rapport au plan médian, nous éliminons les couples de galop et de lacet.

Du fait de l'opposition des manivelles, les forces d'inertie horizontales et les forces d'inertie verticales du premier ordre sont nulles; néanmoins, le palier médian est nettement chargé, les forces d'inertie des cylindres 2 et 3 étant en phase.

Les forces d'inertie verticales du deuxième ordre sont égales à :

$$M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} [\cos 2\omega t + \cos 2(\omega t + \pi) + \cos 2(\omega t + \pi) + \cos 2(\omega t + 2\pi)]$$

$$= 4\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos 2\omega t$$

Remarquons que, si $r/\ell = 1/4$ (ce qui s'avoisine à la généralité des moteurs), l'amplitude des forces d'inertie verticales secondaires d'un 4 cylindres est égale à celle des forces d'inertie verticales primaires du monocylindre de même caractéristique géométrique.

b) 2 temps

Les manivelles doivent être calées à 360/4 = 90°. Le vilebrequin est constitué par deux vilebrequins de 2 cylindres décalés de 90°. Le plan médian n'étant pas plan de symétrie, le moteur possède un couple de lacet (éventuellement) et des couples de galop.

Les forces d'inertie horizontales sont nulles, les manivelles étant opposées 2 à 2. Le couple de lacet est :

$$\frac{a}{2} M_{rot}\, r\omega^2 \left[3 \sin\omega t + \sin(\omega t + \pi) - \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) - 3 \sin\left(\omega t + \frac{3\pi}{2}\right)\right]$$

$$= \frac{a}{2} M_{rot}\, r\,\omega^2 \left[2 \sin\omega t + 2 \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right)\right] = a\sqrt{2}\, M_{rot}\, r\omega^2 \,.\, \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{4}\right)$$

Les forces d'inertie verticales du premier et du deuxième ordre sont nulles, les manivelles étant opposées 2 à 2.

Le couple de galop du premier ordre est :

$$\frac{a}{2}(M_{alt} + M_{rot})\, r\,\omega^2 \left[3\cos\omega t + \cos(\omega t + \pi) - \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) - 3\cos\left(\omega t + \frac{3\pi}{2}\right)\right]$$

$$= a\sqrt{2}\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\,\omega^2 \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{4}\right)$$

Le couple de galop du deuxième ordre est :

$$\frac{a}{2} M_{alt} \frac{r^2\omega^2}{\ell}\left[3\cos 2\omega t + \cos 2(\omega t + \pi) - \cos 2\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) - 3\cos 2\left(\omega t + \frac{3\pi}{2}\right)\right]$$

$$= 4\,a\,M_{alt}\frac{r^2\omega^2}{\ell}\cos 2\omega t$$

4. Moteur 6 cylindres

a) 4 temps

Le calage des manivelles est à 720/6 = 120°. Le vilebrequin est constitué par deux vilebrequins de 3 cylindres accolés, le deuxième étant retourné bout par bout. Du fait de la symétrie par rapport au plan médian, le moteur est affranchi de tout couple de galop ou de lacet.

La résultante des forces d'inertie horizontales est égale à :

$$M_{rot}\, r\,\omega^2 \left[\sin\omega t + \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \ldots + \sin\left(\omega t + \frac{10\pi}{3}\right)\right]$$

$$= M_{rot}\, r\,\omega^2 \frac{\sin\left(\omega t + \frac{5\pi}{3}\right)\sin 2\pi}{\sin\frac{\pi}{3}} = 0$$

On trouve de même que la résultante des forces d'inertie verticales du premier et du deuxième ordre sont nulles.

Le coussinet du palier médian n'en reste pas moins soumis à la somme des forces d'inertie horizontale et verticale des cylindres 3 et 4 qui sont en phase.

La première résultante non nulle des forces d'inertie verticales est la résultante du sixième ordre ; elle est égale à :

$$- \frac{27}{64} M_{alt} \omega^2 \frac{r^6}{\ell^5} \cos 6\omega t$$

elle est donc très faible (rappelons que $r/\ell \sim 1/4$).

Le moteur 4 temps 6 cylindres en ligne est donc exceptionnellement bien équilibré.

b) 2 temps

Le calage des manivelles doit être à 360/6 = 60°. Le vilebrequin est constitué par deux vilebrequins de 3 cylindres décalés de π. Le plan médian n'est plus plan de symétrie ; le moteur sera donc l'objet de couples d'inertie.

La résultante des forces d'inertie horizontales est égale à :

$$M_{rot} r \omega^2 \left[\sin \omega t + \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \sin\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right) + \sin(\omega t + \pi) + \ldots\right] = 0$$

Le couple de lacet est égal à :

$$\frac{a}{2} M_{rot} r \omega^2 \left[5 \sin \omega t + 3 \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \sin\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right) - \sin(\omega t + \pi) - 3 \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} + \pi\right) - 5 \sin\left(\omega t + \frac{4\pi}{3} + \pi\right)\right]$$

$$= \frac{a}{2} M_{rot} r \omega^2 \, 6 \left[\sin \omega t + \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \sin\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right)\right] = 0$$

Les forces alternatives du premier ordre et du deuxième ordre sont nulles pour les mêmes raisons que les forces d'inertie horizontales.

Le couple de galop du premier ordre est nul, comme le couple de lacet.

Le couple de galop du deuxième ordre est égal à :

$$\frac{a}{2} M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \left[5 \cos 2\omega t + 3 \cos 2\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) + \cos 2\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right) - \cos 2(\omega t + \pi) - 3 \cos 2\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} + \pi\right) - 5 \cos 2\left(\omega t + \frac{4\pi}{3} + \pi\right)\right]$$

$$= \frac{a}{2} M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} . 4 \left[\cos 2\omega t - \cos 2\left(\omega t + \frac{4\pi}{3}\right)\right] = 2a\sqrt{3} M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \left[- \sin 2\left(\omega t + \frac{\pi}{3}\right)\right]$$

Le moteur 2 temps 6 cylindres en ligne est donc moins bien équilibré que le 4 temps.

5. Moteur 8 cylindres

a) 4 temps

Le calage des manivelles est à 720/8 = 90°. Le vilebrequin est constitué par 2 vilebrequins de 4 cylindres 2 temps accolés, le deuxième étant retourné bout pour bout. Du fait de la symétrie par rapport au plan médian le moteur est affranchi de tout couple d'inertie.

Les forces d'inertie horizontales et verticales du premier et du deuxième ordre sont nulles, le coussinet du palier médian étant soumis à la somme des forces d'inertie des cylindres 4 et 5 qui sont en phase.

La première résultante non nulle est celle du quatrième ordre:

$$2\, M_{alt}\, \omega^2 \frac{r^4}{\ell^3} \cos 4\omega t$$

On pourrait également choisir un vilebrequin constitué par 2 vilebrequins de 4 cylindres 4 temps décalés de 90°, mais cette solution introduit un couple de galop du deuxième ordre.

b) 2 temps

Le calage des manivelles doit être à 360/8 = 45°. Le vilebrequin peut être constitué de diverses façons dont certaines ne respectent pas l'équidistance des allumages.

De tels moteurs n'existent pratiquement que dans le domaine des moteurs lents où les problèmes d'équilibrage se posent avec peu d'acuité.

°°°

En règle générale, les seules forces alternatives d'un moteur à n cylindres en ligne sont celles dont l'ordre est multiple de :

$\frac{n}{2}$ s'il s'agit d'un 4 temps

n s'il s'agit d'un 2 temps

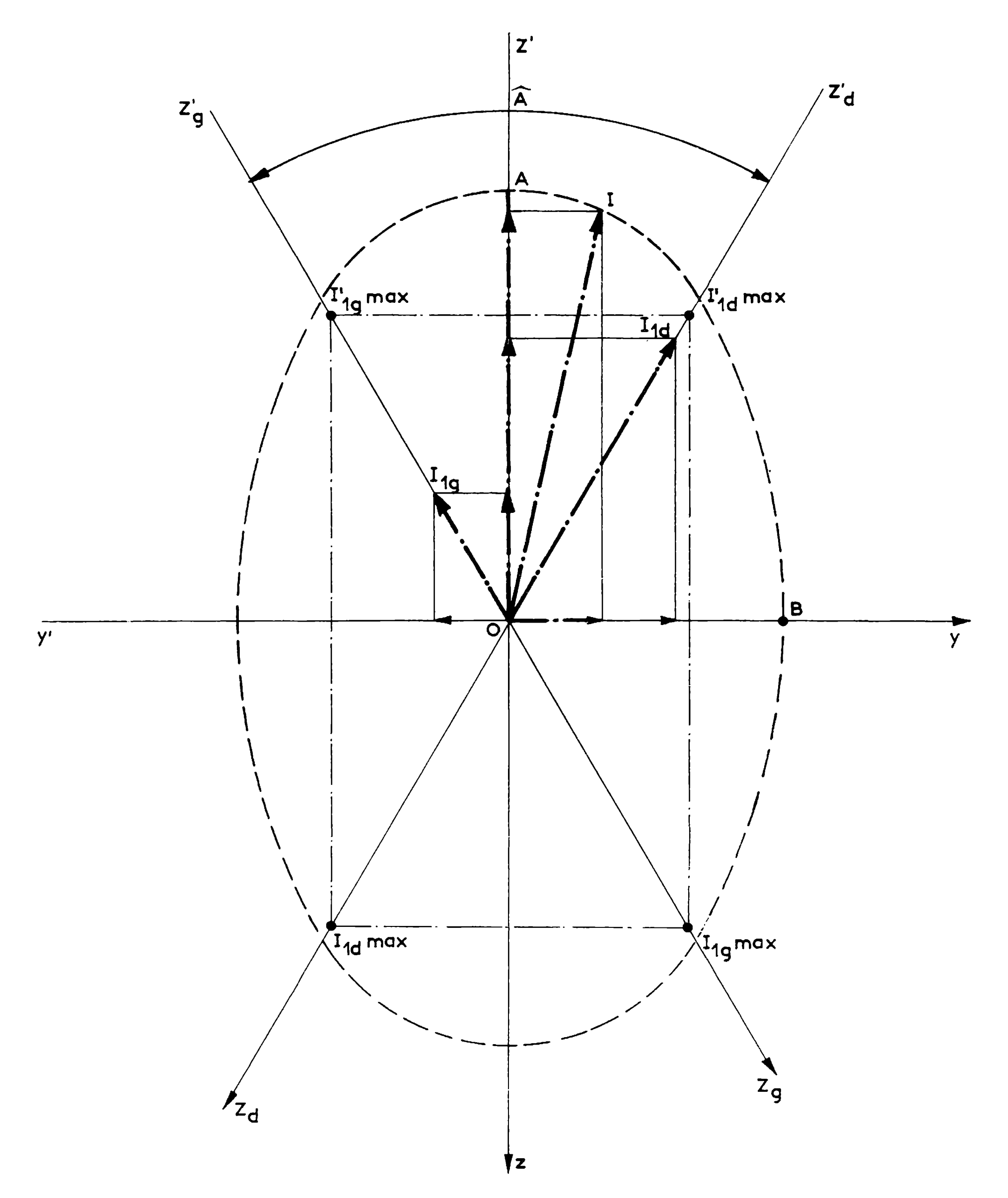


Fig. X. C. 4. - Moteur en V. Composition des forces alternatives de chaque branche.

Pilon max. : $OA = 2\ M\ \omega^2\ r\ \cos^2 \frac{A}{2}$
Tamis max. : $OB = 2\ M\ \omega^2\ r\ \sin^2 \frac{A}{2}$
} dans le cas des forces de 1er ordre

la résultante de chaque ordre étant égale à n fois la force d'inertie de même ordre d'un seul cylindre.

Les forces d'ordre impair supérieur à 1 n'existent pas si les cylindres ne sont pas désaxés.

β. 2. - CAS DES MOTEURS EN V (fig. X. C. 4)

Un moteur en V n'est rien d'autre, au point de vue équilibrage, qu'un ensemble de deux moteurs en ligne décalés l'un par rapport à l'autre d'un angle A égal à l'angle au sommet du V.

Chacun des deux moteurs élémentaires possède en propre des efforts d'inertie (qui sont d'ailleurs les mêmes) et les deux spectres d'efforts d'inertie vont se composer pour donner le spectre des efforts d'inertie correspondant au moteur en V.

On conçoit donc que l'angle A du V possède un rôle déterminant.

Influence de l'angle A

Cette influence se fait sentir :

1. Sur la régularité du couple moteur, donc sur celle du couple de basculement.

Leur régularité est d'autant plus grande que les allumages sont plus régulièrement répartis, ce qui conduit à choisir de préférence un angle :

$A = \frac{4\pi}{n}$ dans le cas du moteur 4 temps, soit :

45° pour un 16 cylindres,
60° pour un 12 cylindres,
90° pour un 8 cylindres,
120° pour un 6 cylindres.

$A = \frac{2\pi}{n}$ dans le cas du moteur 2 temps, soit :

30° pour un 12 cylindres,
45° pour un 8 cylindres,
60° pour un 6 cylindres.

2. Sur la composition des forces d'inertie alternatives.

a) Considérons un moteur 2 cylindres en V, équipé de bielles à

fourche, ceci afin d'être symétrique par rapport au plan ZOY et par rapport au plan ZOX bissecteur du V.

On a vu, à l'occasion de l'analyse des forces d'inertie, que les forces d'inertie alternatives verticales - soit $(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \cos \omega t$ et $M_{alt}\, r^2\, \omega^2/\ell \cos 2\omega t$ - pouvaient être considérées comme les projections OI_1, OI_2 sur l'axe OZ de vecteurs de longueur constante, tournant autour de O à une vitesse angulaire respectivement égale à ω ou 2ω.

Dans le cas d'un moteur en V, les projections OI_d et OI_g des vecteurs en question afférant aux lignes droite ou gauche de cylindres vont se trouver portées sur les deux axes OZ_d et OZ_g symétriques de part et d'autre de OZ et tels que $\widehat{Z_g OZ_d} = A$.

La résultante des projections OI_d et OI_g, variant chacune cycliquement dans le temps, sera, en fonction du temps, variable en grandeur et en direction.

Les projections de ladite résultante OI étant les sommes des projections des composantes OI_d et OI_g, on trouve pour les forces d'inertie alternatives du premier ordre que la projection de ladite résultante OI sur OZ, bissectrice intérieure du V, est :

$$\text{(pilon) } Z = 2\, M\, r\, \omega^2 \cos^2 \frac{A}{2} \cos\left(\omega t - \frac{A}{2}\right)$$

avec $M = (M_{alt} + M_{rot})$ et la projection sur OY :

$$\text{(tamis) } Y = 2\, M\, r\, \omega^2 \sin^2 \frac{A}{2} \sin\left(\omega t - \frac{A}{2}\right)$$

L'extrémité du vecteur tournant résultant OI décrit donc une ellipse dont les axes sont OZ et OY. Le grand axe est OZ si A est inférieur à 90° ; il est OY dans l'autre cas.

Lorsque cette ellipse est un cercle, les forces d'inertie considérées peuvent être entièrement équilibrées par des masses tournantes. Pour qu'il en soit ainsi, il faut que :

$$\cos^2 \frac{A}{2} = \sin^2 \frac{A}{2}$$

soit $A = 90°$.

Remarquons en passant que :

si $A = 0$, $Y = 0$, l'ellipse se réduit bien à une verticale selon OZ
si $A = 180°$, $Z = 0$, l'ellipse se réduit bien à une horizontale selon OY.

Il va de soi que si chaque branche du V ne possède pas de force d'inertie alternative du premier ordre le moteur en V n'en possédera pas non plus.

Le raisonnement précédent peut être renouvelé sur les forces d'inertie alternatives du deuxième ordre.

Dans ce cas, l'ellipse du deuxième ordre sera une circonférence (et la force d'inertie correspondante pourra être équilibrée par un contrepoids tournant à $2\,\omega$) si :

$$\cos A \cos \frac{A}{2} = \sin A \sin \frac{A}{2}$$

$$\cos A \cos \frac{A}{2} - \sin A \sin \frac{A}{2} = 0$$

$$\cos \frac{3\,A}{2} = 0$$

$$A = (2\,K + 1)\,\frac{\pi}{3} = 60° \text{ ou } 180°$$

Par ailleurs, l'ellipse du deuxième ordre se réduit à une verticale selon OZ, si :

$$\sin A \,.\, \sin \frac{A}{2} = 0 \qquad \text{soit } A = 0 \qquad \text{ou } A = 180°$$

Elle se réduit à une horizontale selon OY, si :

$$\cos A \cos \frac{A}{2} = 0 \qquad \text{soit } A = 90° \qquad \text{ou } A = 180°$$

Donc si $A = 180°$ (moteur plat) les forces d'inertie alternatives du deuxième ordre sont nulles.

La composition dans le moteur en V des couples de galop élémentaires s'opère comme pour les forces alternatives verticales. La seule

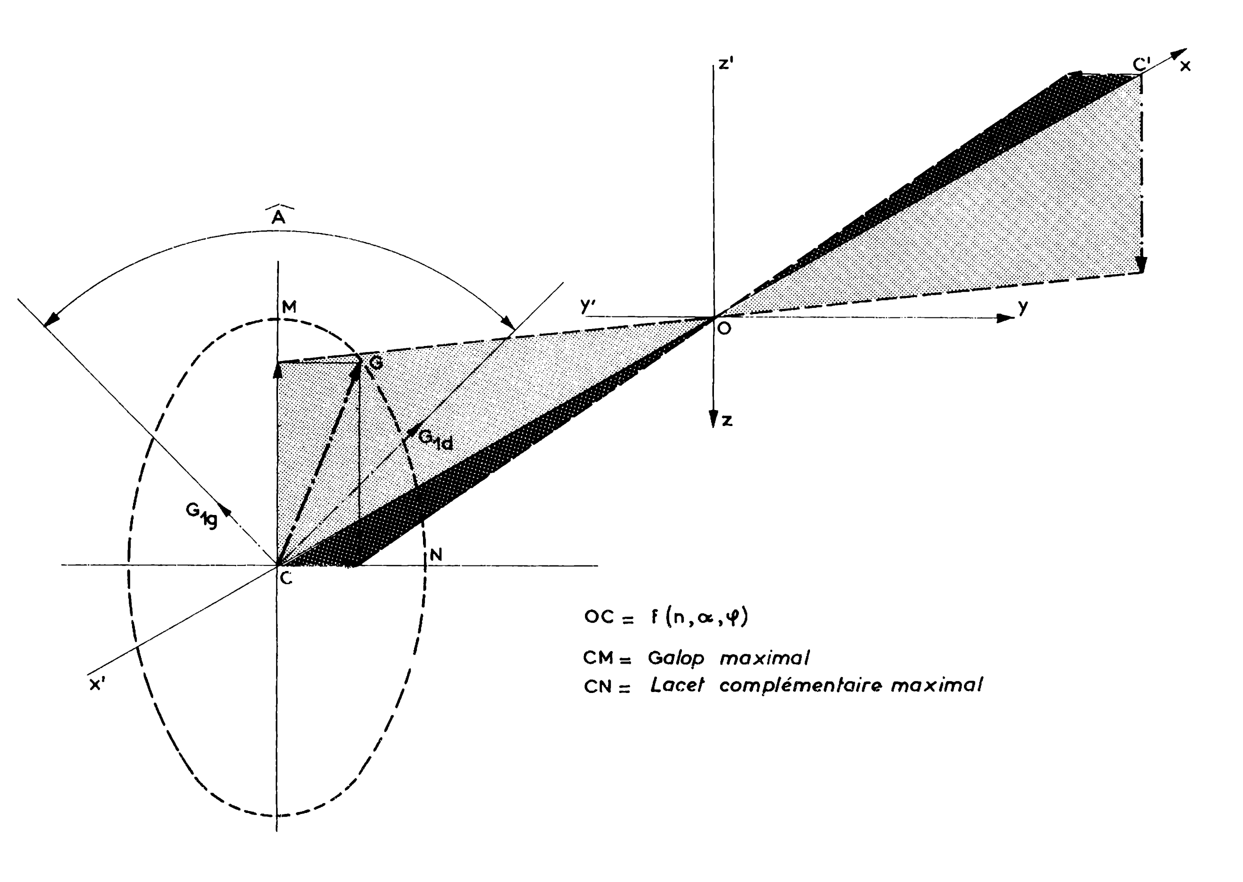


Fig. X. C. 5. - Moteur en V. Composition des forces de galop de chaque branche.

différence réside dans la position du plan contenant les forces, lequel n'est plus alors le plan YOZ, mais deux plans qui lui sont symétriquement parallèles. Considérons l'un de ces plans passant par le point C situé sur Ox (fig.X.C.5). Les vecteurs CG_d et CG_g donnent sur les axes vertical et horizontal passant par C des projections se composant en un secteur CG dont l'extrémité décrit une ellipse. Les couples de galop élémentaire se composent donc comme le feraient un couple de galop et un couple de lacet complémentaire intéressant l'ensemble. Il s'ensuit, pour le moteur, un mouvement d'ensemble louvoyant autour du point O.

b) Cas des moteurs en V à bielles accolées

Les axes des 2 cylindres d'un V ne sont pas dans le même plan et les deux moteurs élémentaires sont décalés selon Ox, l'un par rapport à l'autre. L'absence de symétrie par rapport au plan YOZ implique qu'il existe toujours dans ce cas des couples de tous les ordres, mais ceux-ci sont d'ampleur minime.

c) Cas des moteurs en V à embiellage bielle-biellette

La symétrie de l'embiellage subsiste ; ce dispositif n'introduit donc pas de couples supplémentaires. Mais les masses alternatives des moteurs élémentaires ne sont plus égales et de surcroît la tête de biellette décrit une ellipse, d'ailleurs non centrée sur Ox. En conséquence, les extrémités des vecteurs tournants OI et CG décrivent des courbes nettement différentes de celles obtenues avec l'embiellage à fourche et qui ne se réduisent pratiquement jamais à un cercle. Les forces et couples d'inertie d'un tel moteur ne peuvent donc être équilibrés rigoureusement.

1) Moteur 6 cylindres en V (équipé avec bielles à fourche)

Un tel moteur est un ensemble de 2 moteurs 3 cylindres équipé avec un vilebrequin de 3 cylindres (3 manivelles à 120°).

Les forces d'inertie horizontale et verticale du premier et du deuxième ordre d'un moteur 3 cylindres étant nulles, le 6 cylindres en V ne développera pas d'efforts alternatifs du premier ni du deuxième ordre.

Les couples de lacet de chacun des 2 moteurs élémentaires se composent dans l'ensemble, pour créer un mouvement louvoyant dû à un vecteur dont les projections sont :

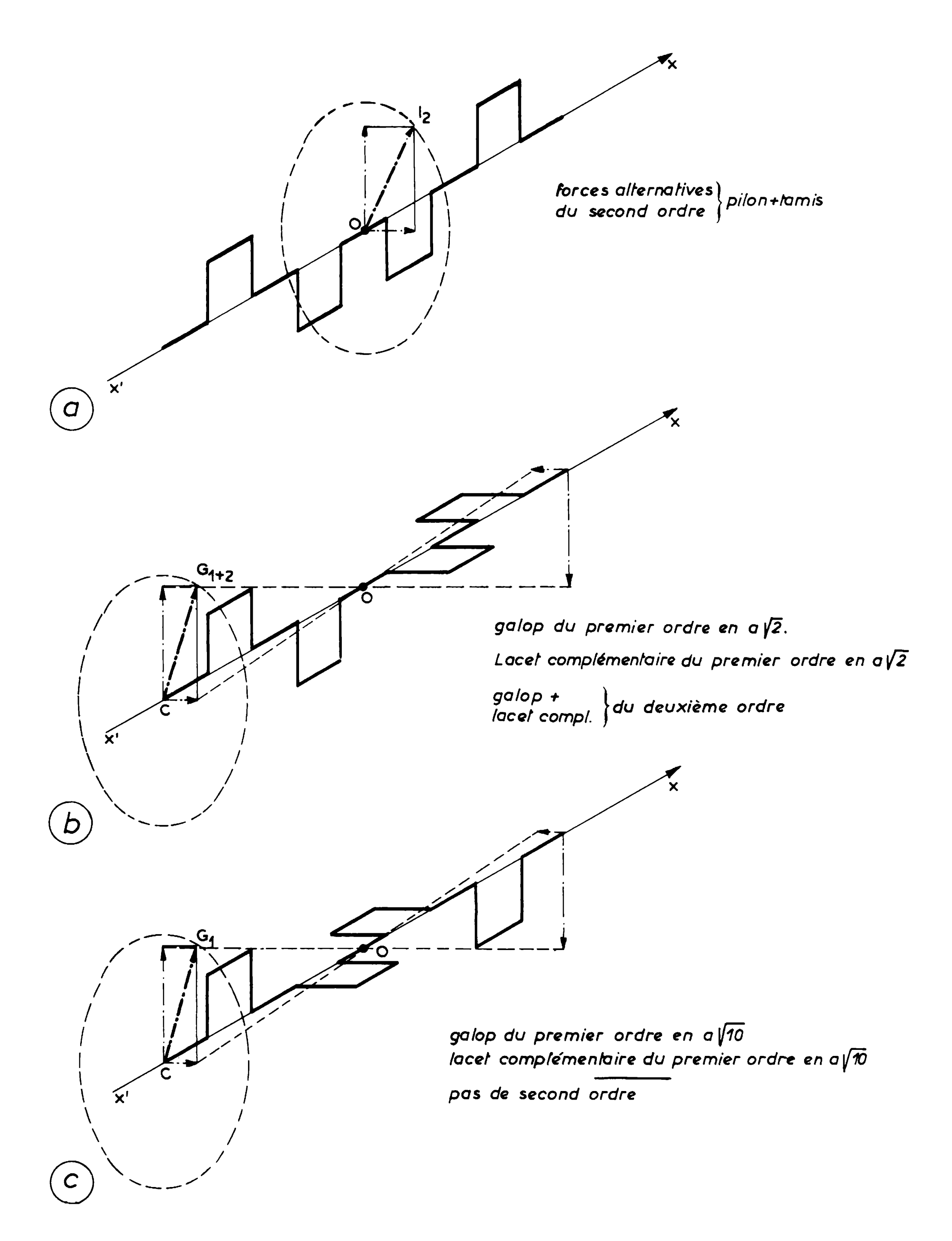


Fig. X. C. 6. - Les 8 cylindres en V.

- Dans le plan vertical (donc se comportant comme un couple de galop vis-à-vis de l'ensemble du moteur) :

$$a \sqrt{3}\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \left[\cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right) - \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - A\right)\right] \cos\left(\frac{A}{2} - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$= 2a \sqrt{3}\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - \frac{A}{2}\right) \sin^2 \frac{A}{2}$$

- Dans le plan horizontal (donc se comportant comme un couple de lacet vis-à-vis de l'ensemble du moteur) :

$$- 2a \sqrt{3}\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - \frac{A}{2}\right) \cos \frac{2A}{2}$$

Les couples de galop du premier ordre des 2 moteurs élémentaires se composent de même pour donner dans le plan vertical :

$$2a \sqrt{3}\, (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \sin\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - \frac{A}{2}\right) \cos^2 \frac{A}{2}$$

et dans le plan horizontal :

$$2a \sqrt{3}\, (M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - \frac{A}{2}\right) \sin^2 \frac{A}{2}$$

Ces deux mouvements louvoyants de pulsation ω se composent évidemment entre eux pour donner un mouvement louvoyant complexe du premier ordre.

Les couples de galop élémentaires du deuxième ordre se composent également pour donner dans le plan vertical :

$$- 2a \sqrt{3}\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \sin 2 \left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - \frac{A}{2}\right) \cos A \,.\, \cos \frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$- 2a \sqrt{3}\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos 2 \left(\omega t + \frac{2\pi}{3} - \frac{A}{2}\right) \sin A \,.\, \sin \frac{A}{2}$$

Il est recommandé de choisir :

Dans le cas de moteurs 4 temps : A = 120°

Dans le cas de moteurs 2 temps : A = 60°.

En réalité, dans les deux cas, on préfère souvent employer

A = 90, car les couples du premier ordre peuvent s'équilibrer facilement par contrepoids tournant et le couple du deuxième ordre n'a pas de composante verticale.

2) Moteur 8 cylindres en V (équipé avec bielles à fourche)(fig. X. C. 6)

C'est un ensemble de 2 moteurs 4 cylindres.

a) Supposons que le vilebrequin soit le vilebrequin plat du moteur 4 cylindres à 4 temps.

Un tel moteur 4 cylindres ne possède ni couples, ni forces d'inertie du premier ordre; mais il possède des forces d'inertie verticales du deuxième ordre :

$$4\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos 2\omega t$$

Les projections sur OZ et OY des forces d'inertie de chaque branche de 4 cylindres donnent pour le 8 cylindres en V :

$$Z = 4\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \left[\cos 2\omega t + \cos 2(\omega t - A)\right] \cos \frac{A}{2}$$

$$Y = 4\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \left[-\cos 2\omega t + \cos 2(\omega t - A)\right] \sin \frac{A}{2}$$

soit :

$$Z = 8\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos(2\omega t - A) \cos A \,.\, \cos \frac{A}{2}$$

$$Y = 8\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \sin(2\omega t - A) \sin A \,.\, \sin \frac{A}{2}$$

Lorsque le V est à 90°, cos A = 0 et Z = 0. Dans ce cas, la force d'inertie du deuxième ordre se réduit à un tamis dont l'amplitude maxi est :

$$4\sqrt{2}\, M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell}$$

Lorsque l'angle du V est à 60°, l'ellipse décrite par l'extrémité du vecteur OI_2 devient un cercle de rayon $2\sqrt{3}\, M_{alt}\, r^2 \omega^2/\ell$. Cette

force alternative du deuxième ordre est alors équilibrable au moyen de masses tournant à la vitesse 2 ω. Mais remarquons qu'un tel 8 cylindres en V à 60° ne répartit convenablement les allumages ni en 4 temps ni en 2 temps.

Lorsque le V est à 180°, les forces d'inertie du deuxième ordre sont nulles ; un tel moteur est donc bien équilibré au point de vue des forces d'inertie, mais la régularité d'allumage n'est pas réalisée.

b) Supposons que le vilebrequin soit à paires de manetons en croix.

Dans ce cas le V8, comme le 4 cylindres, ne possède pas de forces d'inertie du premier ni du deuxième ordre; mais il possède des couples du premier et du deuxième ordre.

Remarquons, en passant, que cette solution soulage le palier médian.

Considérons la composition des couples élémentaires de lacet, dans le plan vertical :

$$a\sqrt{2}\,M_{rot}\,r\,\omega^2\left[\sin\left(\omega t+\frac{\pi}{4}\right)-\sin\left(\omega t+\frac{\pi}{4}-A\right)\right]\cos\left(\frac{A}{2}-\frac{\pi}{2}\right)$$

$$=2a\sqrt{2}\,M_{rot}\,r\,\omega^2\cos\left(\omega t+\frac{\pi}{4}-\frac{A}{2}\right)\sin^2\frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$a\sqrt{2}\,M_{rot}\,r\,\omega^2\left[\sin\left(\omega t+\frac{\pi}{4}\right)+\sin\left(\omega t+\frac{\pi}{4}-A\right)\right]\sin\left(\frac{A}{2}-\frac{\pi}{2}\right)$$

$$=2a\sqrt{2}\,M_{rot}\,r\,\omega^2\sin\left(\omega t+\frac{\pi}{4}-\frac{A}{2}\right)\cos^2\frac{A}{2}$$

Considérons la composition des couples élémentaires de galop du premier ordre dans le plan vertical :

$$a\sqrt{2}\,(M_{alt}+M_{rot})\,r\,\omega^2\left[\cos\left(\omega t+\frac{\pi}{4}\right)+\cos\left(\omega t+\frac{\pi}{4}-A\right)\right]\cos\frac{A}{2}$$

$$=2a\sqrt{2}\,(M_{alt}+M_{rot})\,r\,\omega^2\cos\left(\omega t+\frac{\pi}{4}-\frac{A}{2}\right)\cos^2\frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$a \sqrt{2} (M_{alt} + M_{rot}) r \omega^2 \left[\cos\left(\omega t + \frac{\pi}{4}\right) - \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{4} - A\right)\right] \sin\frac{A}{2}$$

$$= - 2 \sqrt{2} a (M_{alt} + M_{rot}) r \omega^2 \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{4} - \frac{A}{2}\right) \sin^2\frac{A}{2}$$

Les couples élémentaires de galop du deuxième ordre se composent également pour donner, dans le plan vertical :

$$- 8 a M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \cos(2 \omega t - A) \cos A . \cos\frac{A}{2}$$

et dans le plan horizontal :

$$8a M_{alt} \frac{r^2 \omega^2}{\ell} \sin(2 \omega t - A) \sin A . \sin\frac{A}{2}$$

c) Supposons le vilebrequin à manetons en <u>quadrature</u>.

Un tel moteur ne possède pas de force d'inertie du premier ni du deuxième ordre; mais il possède des couples du premier ordre, le couple du deuxième ordre étant nul.

Considérons le couple de lacet du moteur 4 cylindres équipé d'un tel vilebrequin. Ce couple est égal à :

$$\frac{a}{2} M_{rot} r \omega^2 \left[3 \sin \omega t + \sin(\omega t + \pi) - \sin\left(\omega t + \frac{3\pi}{2}\right) - 3 \sin(\omega t + \pi)\right]$$

$$= a M_{rot} r \omega^2 (3 \sin \omega t + \cos \omega t)$$

Le couple de lacet d'un tel moteur 4 cylindres en ligne est donc la composition de deux couples de lacet : l'un dû aux deux cylindres extrêmes donnant le terme en 3 $\sin \omega t$ qui est maximal, pour $\omega t = 90° + k\pi$, l'autre dû aux 2 cylindres médians donnant le terme en $\cos \omega t$ qui est maximal pour $\omega t = 0 + k\pi$.

La valeur maximale du terme cyclique est donc pour $(3 \sin \omega t + \cos \omega t)\, d\omega t = 0$ soit pour $3 \cos \omega t - \sin \omega t = 0$ ou $\mathrm{tg}\, \omega t = 3$. Dans ces conditions $3 \sin \omega t + \cos \omega t = \sqrt{10}$ et le couple de lacet d'un tel 4 cylindres est $a \sqrt{10} M_{rot} r \omega^2 \sin \omega \theta$ avec $\sin \omega \theta = \sin \omega (t + t_0)$ tel que $\mathrm{tg}\ \omega(t + t_0) = 3$.

Effectuons maintenant, pour le 8 cylindres en V, la composition de ces deux couples élémentaires de lacet dans le plan vertical :

$$a \sqrt{10}\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \,[\sin \omega\theta - \sin(\omega\theta - A)]\, \cos\left(\frac{A}{2} - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$= 2a \sqrt{10}\, M_{rot}\, r\omega^2 \cos\left(\omega\theta - \frac{A}{2}\right) \sin^2 \frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$2\, A \sqrt{10}\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \sin\left(\omega\theta - \frac{A}{2}\right) \cos^2 \frac{A}{2}$$

Le couple de galop du premier ordre du moteur 4 cylindres est :

$$\frac{a}{2}(M_{alt} + M_{rot})\, r\omega^2 \left[3 \cos\omega t + \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) - \cos\left(\omega t + \frac{3\pi}{2}\right) - 3 \cos(\omega t + \pi)\right]$$

$$= a\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \,(3 \cos \omega t - \sin \omega t)$$

qui est également la composition de deux couples de galop.

Un calcul identique à celui qui a été effectué pour le couple de lacet donne finalement :

$$a \sqrt{10}\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \cos \omega\theta$$

avec $\cos \omega\theta = \cos \omega\,(t + t_0)$ tel que $\mathrm{tg}\,\omega\,(t + t_0) = -\frac{1}{3}$.

Il est donc déphasé de $\pi/2$ par rapport au couple de lacet, mais son amplitude est supérieure à celle de ce dernier.

La composition des deux couples de galop donne, dans le plan vertical :

$$a \sqrt{10}\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \,[\cos\omega\theta + \cos(\omega\theta - A)]\, \cos\frac{A}{2}$$

$$= 2a \sqrt{10}\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \cos\left(\omega\theta - \frac{A}{2}\right)\cos^2 \frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$- 2\, a \sqrt{10}\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \sin\left(\omega\theta - \frac{A}{2}\right)\sin^2 \frac{A}{2}$$

Le couple de galop du deuxième ordre du moteur 4 cylindres élémentaire est nul.

Dans les cas b) et c) ci-dessus, lorsque l'angle du V est de 90°, ce qui correspond à l'égalité des allumages du moteur 4 temps, le vecteur tournant formé par les couples élémentaires du premier ordre est de longueur constante. On peut donc faire disparaître le mouvement louvoyant en équilibrant par deux contrepoids tournants. Dans le cas c), le résultat global sera particulièrement satisfaisant, puisque le mouvement du deuxième ordre est nul.

3) Moteur 12 cylindres en V (équipé avec bielles à fourche)

Ce moteur est un ensemble de 2 moteurs 6 cylindres, équipé avec le vilebrequin du 4 temps 6 cylindres en ligne. Il sera donc affranchi de tout couple.

Les premières forces alternatives à examiner sont celles du sixième ordre. Leur composition donne dans le plan vertical :

$$- \frac{27}{64} M_{alt} \omega^2 \frac{r^6}{\ell^5} [\cos 6 \omega t + \cos 6 (\omega t - A)] \cos \frac{A}{2}$$

$$= - \frac{27}{64} M_{alt} \omega^2 \frac{r^6}{\ell^5} . 2 \cos (6 \omega t - 3 A) \cos 3 A . \cos \frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$- \frac{27}{64} M_{alt} \omega^2 \frac{r^6}{\ell^5} . 2 . \sin (6 \omega t - 3 A) \sin 3 A . \sin \frac{A}{2}$$

Le 12 cylindres 2 temps ne peut se construire avec V à 30°. Le 12 cylindres 4 temps à V 60° est remarquablement bien équilibré. Outre que les variations du couple de basculement sont minimes, les forces d'inertie sont uniquement dans le plan vertical donnant donc uniquement un mouvement de pilon de très faible amplitude.

Le 12 cylindres plat est exceptionnellement bien équilibré au point de vue inertie, mais les variations du couple de basculement y sont sensibles.

4) Moteur 16 cylindres en V (à bielles à fourche)

Ce moteur est un ensemble de 2 moteurs 8 cylindres, équipé soit avec un vilebrequin 8 cylindres en ligne 4 temps, soit avec deux

fois le vilebrequin du 8 cylindres en V à quadrature, le deuxième étant retourné bout pour bout.

Dans les deux cas, la symétrie par rapport au plan médian élimine toute force née de couples.

Les premières forces alternatives sont du quatrième ordre ; elles se composent pour donner dans le plan vertical :

$$4 M_a \omega^2 \frac{r^4}{\ell^3} \cos (4 \omega t - 2 A) \cos 2 A . \cos \frac{A}{2}$$

dans le plan horizontal :

$$4 M_a \omega^2 \frac{r^4}{\ell^3} \sin (4 \omega t - 2 A) \sin 2 A . \sin \frac{A}{2}$$

°°°

Au total, l'étude de l'équilibrage d'un moteur alternatif consiste à :

1. Rechercher la plus grande régularité possible du couple moteur ;
2. Rechercher la diminution, naturelle ou forcée, des amplitudes des forces et couples d'inertie.

L'intérêt global conduit parfois à concéder sur la première condition, afin d'obtenir une amélioration substantielle pour la seconde.

TABLEAU DES FORCES D'INERTIE DES MOTEURS EN LIGNE

Nombre de cylindres	Type de vilebrequin	Maxi des forces d'inertie horizontales		Maxi des forces d'inertie verticales				Maxi des forces d'inertie verticales d'ordre > 2
				Pilon		Galop		
		Tamis $M_{rot}\, r\, \omega^2 \times$	Lacet $a\, M_{rot}\, r\, \omega^2 \times$	1er ordre $(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \times$	2e ordre $M_{alt}\, r\, \omega^2 \times$ (1)	1er ordre $a\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2 \times$	2e ordre $a\, M_{alt}\, r\, \omega^2 \times$ (1)	
1		1	0	1	$\sim \frac{1}{4}$	0	0	
2		0	1	0	$\sim \frac{1}{2}$	1	0	
3		0	$\sqrt{3}$	0	0	$\sqrt{3}$	$\sim \frac{\sqrt{3}}{4}$	
4 — 4 t.		0	0	0	~ 1	0	0	
4 — 2 t.		0	$\sqrt{2}$	0	0	$\sqrt{2}$	~ 1	
6 — 4 t.		0	0	0	0	0	0	Pilon 6e ordre $\sim \frac{1}{2\,400} M_{alt}\, r\, \omega^2$
6 — 2 t.		0	0	0	0	0	$\sim \frac{\sqrt{3}}{2}$	
8 — 4 t.		0	0	0	0	0	0	Pilon 4e ordre $\frac{1}{32} M_{alt}\, r\, \omega^2$

(1) En posant $\frac{r}{\ell} = \sim \frac{1}{4}$.

TABLEAU DES FORCES D'INERTIE DES MOTEURS EN V A BIELLE A FOURCHE

Nombre de cylindres	Type de vilebrequin et de bâtis		Ellipse des forces d'inertie d'origine rotative dans le plan horizontal Amplitude 1/2 axes				Ellipse des forces d'inertie d'origine alternative dans le plan vertical Amplitude des 1/2 axes								Maxi des forces d'inertie verticales d'ordre > 2	
			Forces		Couples		Forces				Couples					
			$M_{rot}\, r\, \omega^2\, x$		$a\, M_{rot}\, r\, \omega^2\, x$		1er ordre $(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2\, x$		2^e ordre $M_{alt}\, r\, \omega^2\, x$ (1)		1er ordre $a\,(M_{alt} + M_{rot})\, r\, \omega^2\, x$		2^e ordre $a\, M_{alt}\, r\, \omega^2\, x$ (1)			
			Hor.	Vert	Hor.	Vert.	Hor.	Vert.	Hor.	Vert.	Hor.	Vert.	Hor.	Vert.		
2 x 3	A =	60	0	0	$\frac{3\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	0	0	0	0	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{3}{2}\sqrt{3}$	$\frac{3}{8}$			
		90			$\sqrt{3}$						$\sqrt{3}$		$\frac{\sqrt{3}}{2\sqrt{2}}$	0		
		120			$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{3\sqrt{3}}{2}$					$\frac{3\sqrt{3}}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$	$\frac{3\sqrt{3}}{8}$	$\frac{\sqrt{3}}{8}$		
		180			0	$2\sqrt{3}$					$2\sqrt{3}$	0	0	0		
2 x 4	A =	45	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{1-\frac{1}{\sqrt{2}}}$	$\sqrt{1+\frac{1}{\sqrt{2}}}$	0	0	0	0		
		60							$\frac{\sqrt{3}}{2}$							
		90							$\sqrt{2}$	0						
		180							0	0						
	A =	45	0	0	$\sqrt{2}+1$	$\sqrt{2}-1$	0	0	0	0	$\sqrt{2}-1$	$\sqrt{2}+1$	$\sqrt{1-\frac{1}{\sqrt{2}}}$	$\sqrt{1+\frac{1}{\sqrt{2}}}$		
		60			$\frac{3}{2}\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$					$\frac{\sqrt{2}}{2}$	$3\,\frac{\sqrt{2}}{2}$	$\frac{\sqrt{3}}{2}$			
		90			$\sqrt{2}$	$\frac{3}{2}\sqrt{2}$					$\sqrt{2}$		$\sqrt{2}$	0		
		180			0	$2\sqrt{2}$					$2\sqrt{2}$	0	0	0		
	A =	45	0	0	$\sqrt{10}\left(1+\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$	$\sqrt{10}\left(1-\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$	0	0	0	0	$\sqrt{10}\left(1-\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$	$\sqrt{10}\left(1+\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$	0	0		
		60			$\frac{3}{2}\sqrt{10}$	$\frac{1}{2}\sqrt{10}$					$\frac{1}{2}\sqrt{10}$	$\frac{3}{2}\sqrt{10}$				
		90			$\sqrt{10}$						$\sqrt{10}$					
		180			0	$2\sqrt{10}$					$2\sqrt{10}$	0				
2 x 6	Forces 6^e ordre (1) A = (voir 6 cyl. en ligne)		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$\frac{1}{2\,400}\, M\, r\, \omega^2\, x$	
		45													$\sqrt{1-\frac{\sqrt{2}}{2}}$	$\sqrt{1+\frac{\sqrt{2}}{2}}$
		60													0	$\sqrt{3}$
		90													$\sqrt{2}$	0
		180													0	0
2 x 8	Forces 4^e ordre A =		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$\frac{1}{16}\, M\, r\, \omega^2\, x$	
		45													$\sqrt{1-\frac{\sqrt{2}}{2}}$	0
		90													0	$\frac{\sqrt{2}}{2}$
		180													0	0
	(1) En posant $\frac{r}{\ell} =\sim \frac{1}{4}$.															

Annexe

au chapitre X.A.

MOTEURS DIESEL A LIGNE D'ARBRE SUSPENDUE SUR PALIERS LISSES

METHODE POUR LE CONTROLE DES LOGEMENTS DES PALIERS DE LIGNE D'ARBRE

Document S.N.C.F. (D.E.A.)

I. - BUT

Cette méthode a pour but essentiel de faire apparaître les déformations ou défauts géométriques du bâti-cylindres ayant des répercussions sur la tenue de la ligne d'arbre.

A cet effet, elle comporte une série de mesures qui permettent de représenter sur un graphique les positions des paliers entre eux. Ce graphique est tracé :

1. Dans le plan vertical de symétrie du moteur

Dans ce cas, les positions des génératrices supérieures et inférieures des paliers sont figurées par rapport à une ligne de référence qui correspond à l'axe de rotation de la barre de vérification servant à mesurer les défauts de concentricité.

En outre, les surfaces témoins des semelles du bâti (1) (avec leurs défauts de planitude) sont également tracées par rapport à cette ligne de référence.

Les surfaces témoins des semelles constituant les bases de référence pour l'usinage du bâti, le graphique ainsi tracé permet de se rendre compte des déformations de ce bâti dans le plan vertical, au niveau de la ligne d'arbre.

2. Dans le plan horizontal passant par l'axe de la barre de vérification

Dans ce plan, les positions des génératrices droite et gauche des paliers sont également tracées par rapport à l'axe de rotation de la barre de vérification.

Le graphique représenté à la fin de cet exposé donne un exemple d'application de la méthode ainsi proposée.

II. - PRINCIPE

Pour établir les graphiques il faut :

a) Tracer le centre de chaque palier par rapport à la ligne de référence. La position de ce centre est donnée par la mesure d'excentration.

---

(1) On entend par surfaces témoins le plan de joint du carter d'huile.

b) Tracer les deux génératrices de chaque palier à égale distance de part et d'autre de ce centre. Le rayon entre le centre et chacune de ces génératrices est donné par la mesure de l'alésage du logement de palier.

c) Tracer dans le plan vertical les positions des surfaces témoins des semelles par rapport à la ligne de référence. Il faut donc mesurer la distance verticale entre ligne de référence et les surfaces témoins des semelles.

d) Représenter le profil des semelles qui est obtenu en mesurant leurs défauts de planitude.

III. - APPLICATION

Pour appliquer la méthode ainsi exposée dans son principe, il faut donc :

1. Utiliser une barre de vérification qui définit la ligne de référence.

2. Mesurer :
Les excentrations des paliers par rapport à cette barre,
Les alésages des paliers,
Les distances verticales des surfaces témoins des semelles du bâti par rapport à la barre de vérification,
Les défauts de planitude des semelles.

IV. - TECHNIQUE

A) Outillage

Il comporte :

1. La barre de vérification (barre lisse de 50 mm de diamètre centrée dans les paliers extrêmes).

2. Les instruments nécessaires aux mesures, soit :

- Un comparateur dont le support puisse être assujetti en un point quelconque de la barre pour permettre la mesure de l'excentration de chaque palier (fixation magnétique par exemple) ;
- Une jauge micrométrique (subito) pour la mesure des alésages des paliers ;
- Un marbre, quatre supports d'égale hauteur et une série de

cales d'épaisseur calibrées pour la mesure des distances verticales ;
- Un trusquin et un comparateur pour la mesure des défauts de planitude des semelles de fixation.

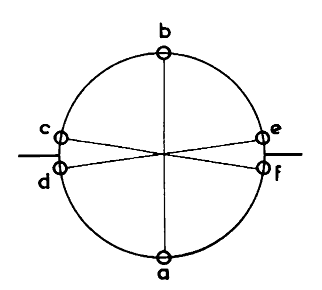
B) Mesures

Pour des raisons de commodité les mesures sont effectuées dans l'ordre :

Diamètre des paliers,
Excentration des paliers,
Distances verticales des surfaces témoins des semelles à la barre de vérification,
Planitude des semelles.

1. Diamètre des paliers

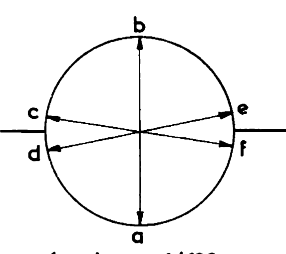
a) Exécution. - Les chapeaux de paliers étant serrés aux repères [il est intéressant de mesurer dans ces conditions le couple de serrage (ou les allongements des boulons de préférence)], on relève les diamètres ab, de et cf de chacun des logements au moyen d'une jauge micrométrique réglée pour la cote nominale des logements de paliers.



Les mesures sont effectuées à une distance de la face arrière des paliers telle que les mesures d'excentration puissent être exécutées aux mêmes points.

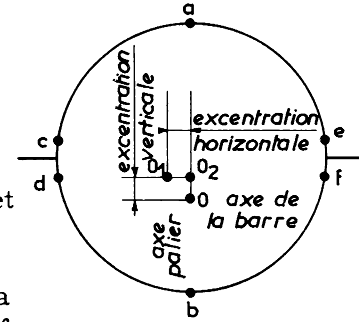
b) Présentation des résultats. - Le tableau ci-dessous donne un exemple de présentation des résultats :

Diamèt. \ cyl.	1	2	3	4	5	6	7
Diamètre ab	+ 6	- 8	- 6	- 2	- 5	- 1	- 1
Diamètre de	+ 9	+ 9	+ 5	+ 10	+ 7	+ 7	+ 7
Diamètre cf	+ 2	+ 9	+ 15	+ 7	+ 13	+ 14	+ 5



écarts en 1/100
bases : 135,00 ; 120,00

2. Excentration des paliers



a) Principe

α) Dans le plan vertical. La mesure d'excentration est obtenue par la différence algébrique des lectures du comparateur en a et b. Cette différence algébrique est en effet le double de l'excentration verticale OO_2.

β) Dans le plan horizontal. De même la mesure d'excentration est obtenue par la différence algébrique des lectures moyennes de comparateur en c et d d'une part et en e et f d'autre part. Cette différence algébrique est en effet le double de l'excentration horizontale O_1O_2.

b) Exécution

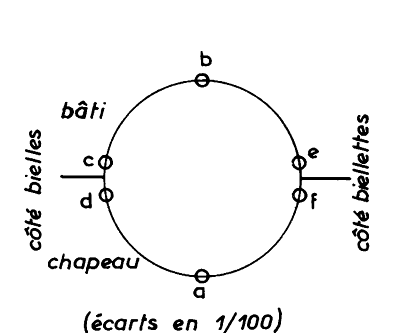
Le bâti étant posé verticalement par la face côté volant sur un support plan, les dispositifs de centrage sont placés dans les logements extrêmes. La barre est introduite dans ces dispositifs et repose à sa partie inférieure sur le support par l'intermédiaire d'une bille afin de permettre sa libre rotation.

Il est recommandé d'utiliser des dispositifs de centrage permettant de centrer la barre par rapport à trois points de chacun des paliers extrêmes.

On procède alors au contrôle des paliers intermédiaires. Pour chacun de ceux-ci, la montre du comparateur est remise à zéro au point a et on relève la cote relative des points b, c, d, e et f par rotation de la barre.

c) Présentation des résultats

Le tableau ci-dessous donne un exemple de présentation des résultats :



(écarts en 1/100)

Cote \ cyl.	1	2	3	4	5	6	7
a	0	0	0	0	0	0	0
b	+ 2	+ 7	+ 2	- 16	- 6	- 10	+ 7
c	+ 4	+ 18	+ 18	+ 6	+ 12	+ 4	+10
d	+ 3	+ 15	+ 9	+ 6	+ 9	+ 5	+10
e	+ 2	+ 10	+ 3	- 6	- 1	- 5	+ 7
f	- 2	+ 8	+ 4	- 9	0	+ 2	+ 7

3. Distances verticales des surfaces témoins des semelles du bâti par rapport à la barre de vérification

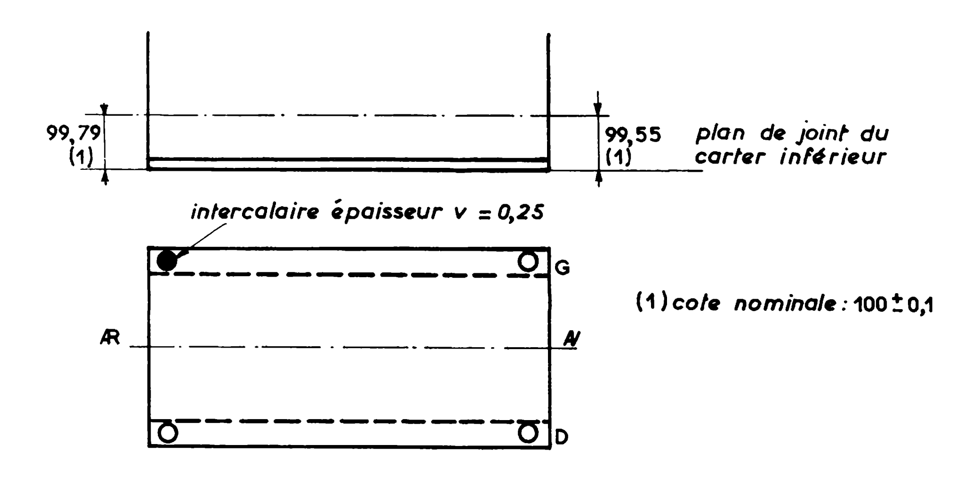
a) Mesure préalable du vrillage v des surfaces témoins des semelles. - Le bâti est placé sur un marbre par l'intermédiaire de quatre supports d'égale hauteur disposés aux angles au droit des paliers extrêmes sur la surface témoin des semelles. Tout gauchissement des surfaces témoins des semelles se traduit par un défaut de contact sur l'un des supports. Ce défaut de contact est compensé par des cales d'épaisseur calibrées intercalées entre surface témoin et support avant ou arrière gauche.

La hauteur v de ces cales d'épaisseur donne la valeur du vrillage.

b) Mesure des distances verticales de la barre par rapport au marbre (hauteur d'axe) (bâti placé dans les conditions du paragraphe a). - A l'aide de cales d'épaisseur calibrées on mesure la distance qui sépare le marbre de la barre de vérification. Compte tenu de la hauteur des supports et du rayon de la barre, on calcule la distance de l'axe de la barre par rapport aux surfaces témoins des semelles du bâti.

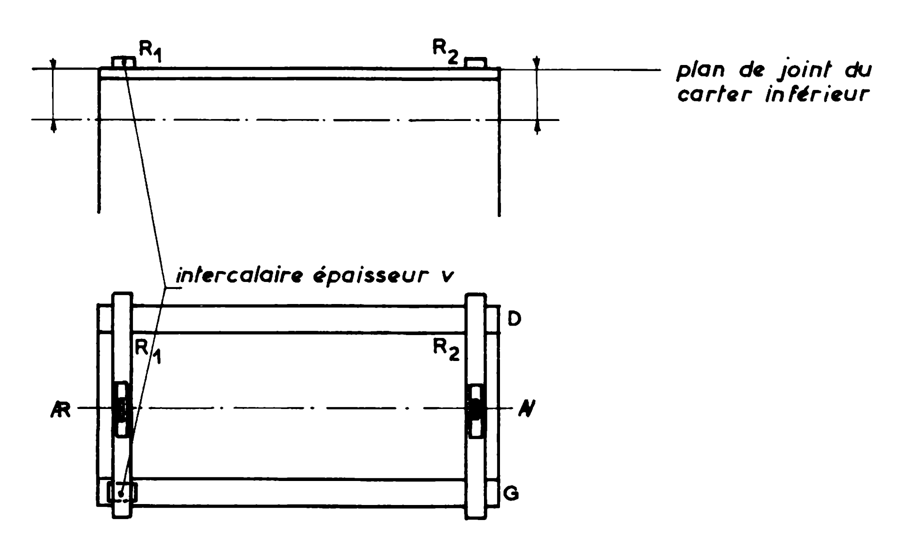
c) Mesure des défauts de planitude des semelles. - Le bâti repose par les surfaces témoins sur quatre supports, chaque semelle reposant tour à tour sur deux supports extrêmes de même hauteur. On relève le profil des semelles en déplaçant le trusquin support de comparateur, celui-ci étant réglé à zéro sur la surface témoin au droit des supports extrêmes.

d) Présentation. - Le schéma ci-dessous donne un exemple pour la présentation de cette troisième série de mesures, mesure des défauts de planitude exceptée.



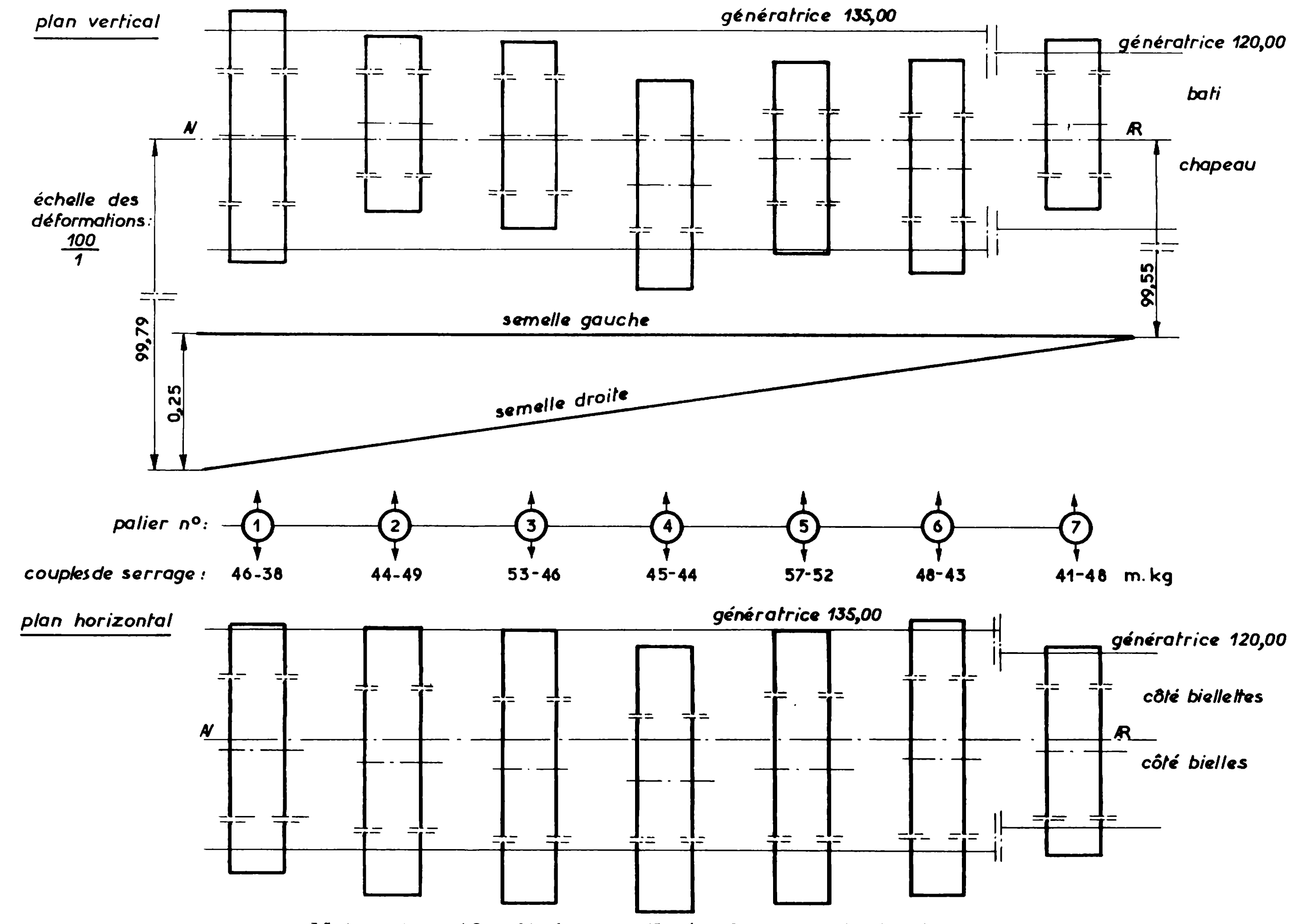
e) Remarque

Si un marbre d'une précision suffisante ne peut être utilisé (défaut de planitude > 0, 1) la mesure des positions relatives des semelles par rapport à la barre de référence peut être effectuée à l'aide de deux règles R_1 et R_2 et un niveau de précision.



C) Etablissement des graphiques

Les graphiques se déduisent des relevés effectués précédemment. Le schéma ci-après donne un exemple de graphique établi à partir des tableaux et des figures donnés à titre d'exemple dans les paragraphes précédents pour la présentation des résultats.



Moteur type 12 cylindres en V. Attelage type bielle-biellette.
Parcours total du bâti : 440 753 km.

Annexe

au chapitre X. B.

EXEMPLE DE SPECIFICATION
POUR LA FOURNITURE DE CHEMISES EN FONTE ALLIEE

Document S.N.C.F. (D.E.A.) Société Demolin

1. Objet de la spécification. La présente spécification définit les contrôles à effectuer sur les chemises à fournir pour l'entretien de moteurs Diesel en V à attelages du type (bielle + biellette).

2. Opérations de contrôle. Les opérations de contrôle sont classées en :

2-1. Contrôle sur pièces brutes

2-1-1. Essais chimiques,
2-1-2. Essais mécaniques,
2-1-3. Essais micrographiques.

2-2. Contrôle sur pièces finies

2-2-1. Vérifications géométriques,
2-2-2. Vérifications physiques,
2-2-3. Essais mécaniques.

3. Contrôle sur pièces brutes

3-1. Essais chimiques

La composition de la fonte sera vérifiée par analyse chimique.

Les constituants seront :

Carbone total	3/3,40%
Silicium..............	1,80/2,30 %
Manganèse	0,60/0,90 %
Soufre	< 0,10 %
Phosphore	< 0,20 %
Nickel	0,40/0,60 %
Chrome	0,20/0,40 %

3-2. Essais mécaniques

La charge de rupture à la flexion statique P sera déterminée sur petite éprouvette normalisée (NF A 32-101) de section 8 x 10 mm.

La charge sera $P \geqslant 820$ kgf.

La résistance à la rupture au cisaillement Rc sera déterminée sur petite éprouvette normalisée (NF A 32-101) de diamètre 5,64 mm.

La résistance à la rupture R sera $\geqslant 32$ kgf/mm^2.

3-3. Essais micrographiques

La structure de la fonte sera vérifiée par examen micrographique dans la zone de l'alésage. Les micrographies devront montrer principalement (1) :

Graphite : distribution uniforme avec orientation désordonnée. Une distribution en rosettes pourra toutefois être admise.

Matrice perlitique fine à tendance sorbitique.

Eutectique phosphoreux : toléré mais avec répartition uniforme en grains très fins.

3-4. Modalités des contrôles sur pièces brutes

Les pièces brutes ne feront pas l'objet d'une présentation en recette; néanmoins, le fournisseur adressera au client un procès-verbal de contrôle justifiant de la conformité de la matière aux spécifications ci-dessus mentionnées.

Il sera délivré un procès-verbal par lot homogène de 200 pièces, les vérifications portant sur :

Une pièce détruite par le fondeur et contrôlée par ses soins,

Une pièce détruite par le fournisseur et contrôlée par ses soins.

Il sera prélevé par pièce détruite :

- Un échantillon pour analyse ;
- Deux éprouvettes de flexion et deux éprouvettes de cisaillement dans le sens longitudinal au-dessous de la collerette. Dans le cas où une des éprouvettes donnerait un résultat anormal, il serait prélevé une troisième éprouvette ;
- Un échantillon pour micrographie prélevé à environ 5 cm au-dessous de la collerette.

Le procès-verbal, qui sera soit celui du fondeur confirmé par le fournisseur, soit celui établi entièrement par le fournisseur, comportera tous les résultats d'essais et d'analyses.

De plus, le fournisseur remettra au client, à l'appui de chaque procès-verbal, les échantillons et éprouvettes nécessaires aux contrôles ci-dessus mentionnés qu'il jugerait utile d'effectuer dans ses laboratoires.

---

(1) Pour la mise au point de cet essai, un certain nombre de micrographies seront effectuées sur les échantillons de la première coulée. Ces micrographies seront examinées conjointement entre le client et le fournisseur afin d'établir les micrographies types.

4. Contrôle sur pièces usinées

4-1. Vérifications géométriques

Les mensurations et contrôles géométriques seront effectués pour vérifier les cotes et tolérances précisées au dessin portant l'indice de modification en vigueur à la date de la commande.

Les vérifications concernant la concentricité et le voilage par rapport à l'alésage seront effectuées suivant l'instruction de contrôle donnée en figure X.B.6.

4-2. Vérifications physiques

4-2-1. Aspect

Les pièces ne devront pas présenter de défauts tels que soufflures, porosités, bavures, entailles ...

L'alésage devra présenter un état de surface bien homogène exempt de rayures et de porosités. La qualité de cet état de surface est précisée sur le dessin.

La vérification de cet état de surface sera faite par comparaison avec une plaquette type dont l'état de surface, obtenu dans les mêmes conditions que pour les chemises, sera défini par un appareil Talysurf n° 3 (profil et intégration de la surface explorée).

Cette plaquette type servira à l'étalonnage de l'appareil de contrôle du fournisseur ; cet appareil sera précisé au dessin. La réception sera effectuée en comparant les valeurs obtenues sur pièces avec les valeurs d'étalonnage.

4-2-2. Etanchéité

Les chemises ne devront pas présenter de fuite sous une pression hydraulique de 4 hpz appliquée pendant 5 mn à l'intérieur.

4-3. Essais mécaniques

La mesure de la dureté Brinell sera faite avec une bille de diamètre D mm sous une charge $P \text{ kg} = 30 D^2$, sur la collerette de chaque chemise, à l'emplacement précisé au dessin.

Le nombre Brinell (HB) à obtenir sera : $248 \leqslant HB \leqslant 302$.

4-4. Modalités des contrôles sur pièces usinées

Les pièces usinées feront l'objet d'une présentation en recette de la part du fournisseur.

Le client procédera à la vérification de tous les points mentionnés au paragraphe 4 de la présente spécification. Ce contrôle sera effectué suivant la méthode du double prélèvement intéressant des lots de 180 à 300 pièces traités suivant la méthode du double prélèvement ci-dessous indiqué, lequel correspond à un AQL de 4 %.

Premier prélèvement : 10 pièces au hasard.

0 pièce défectueuse	: lot accepté
1 ou 2 pièces défectueuses	: deuxième prélèvement
3 pièces et plus défectueuses	: lot refusé

Deuxième prélèvement : 10 pièces au hasard.

2 pièces défectueuses : lot accepté 3 pièces défectueuses : lot refusé	{ Cumul des pièces défectueuses des deux prélèvements

Le client pourra procéder également à des vérifications complémentaires concernant les points mentionnés au paragraphe 3, à l'aide des échantillons et éprouvettes remis à cet effet par le fournisseur.

BIBLIOGRAPHIE

A. - BATI-CYLINDRES

La FONDERIE. Numéro spécial du Courrier de la normalisation, novembre, décembre 1955, 150 pages.

BORGNON. Traitements thermiques classiques des aciers de construction. Journal de la S.I.A., octobre 1954.

HENON. Les progrès des fontes spéciales et leurs applications dans l'industrie minérale. Revue générale de mécanique, décembre 1956.

GARNIER. Etat actuel de la fonderie des alliages légers. Ingénieurs et techniciens, février, mars 1956.

ROINET. Coulée d'un bâti de 1 040 kg en aluminium. Revue de l'aluminium, mai 1956.

KOENIGSBERGER. La technique du bâti soudé. Edition Dunod 1955, 120 pages.

GOUTERON. Confection de bâtis soudés pour moteurs à combustion interne. Congrès C.I.M.A.C., Paris,1951.

BOURCEAU. Etude expérimentale d'un bâti soudé de moteur en V. Congrès C.I.M.A.C., Wiesbaden,1959. Communication B 12.

SEIFERT. Problèmes de fonderie pour moteurs Diesel à grande vitesse.M.T.Z. n° 7, juillet 1959.

MATRAT. Détection des défauts de fonderie et de soudure : la gammamétrie. Ingénieurs et techniciens, mai 1952.

VOLKERS. Mesure des mouvements et des déformations susceptibles d'affecter un moteur Diesel marin. M.T.Z., juillet 1958.

MIRALLES de IMPERIAL. Les vibrations dans les châssis de moteur: vibrations longitudinales de flexion. S.T.A. n° 14, octobre 1952.

YAMAMOTO. Sur la relation entre la rigidité à la flexion du vilebrequin et du carter des moteurs Diesel à régime élevé et la détermination de la grandeur de la masse d'équilibrage. Congrès C.I.M.A.C., 1959, Wiesbaden. Communication A 17.

Comment installer un moteur stationnaire ? Diesel Power, mars 1956.

JULIEN. Cours professé à l'E.N.S.P.M., Suspension des moteurs.

LANG. La suspension des moteurs par des organes élastiques en caoutchouc.V.D.I., 11 juin 1957.

Journées d'études sur la lutte contre les bruits et les vibrations. Mécanique industrielle. Revue du G.A.M.I., juin à septembre 1954.

AUSTEN et PRIEDE. Origine du bruit d'un moteur Diesel. I.M.E., octobre 1958.

VICHNIEVSKY et SALE. Le bruit des moteurs à combustion interne. Journal de la S.I.A., janvier 1959.

B. - CYLINDRES

Dessin des chemises de cylindres. Automobile Engineer, septembre et octobre 1953.

VAN TIJEN, VISSER et de MOOY. Les températures de parois de cylindre en fonction de la p. m. e., de la vitesse de piston et de l'alésage. Communication A. 12 au Colloque 1959 (WIESBADEN) du CIMAC.

ESTEY. Usure et distorsion de cylindres. DIESEL POWER and DIESEL TRANSPORTATION, juin 1948.

VANDEGHEN et LAVAL. Réflexions sur l'usure des cylindres des moteurs Diesel. Congrès C.I.M.A.C., Paris, 1951, tome II.

PAYNE et JOACHIM. Recherches sur l'usure des chemises de cylindres. S.A.E. Transactions, janvier 1949.

PENNINGTON. Les moteurs Diesel s'usent de cinq façons différentes. S.A.E. Journal, février 1949.

HOCKEL. L'usure des cylindres dans le moteur Diesel et la chemise à chromage dur. M.T.Z., juin 1956.

MORISSET. Propriétés caractéristiques des dépôts de chrome dur. Journal de la S.I.A., novembre 1956.

FURUHAMA. Une théorie de la lubrication dynamique du contact segment-chemise. Bulletin de la Société Japonaise des Ingénieurs mécaniciens. Volume 2, n° 7, 1959.

L'usure corrosive des chemises en fonte. Engineering, 8 avril 1960.

WILLIAMS et DANIEL. Choix d'un fini de surface pour les alésages de cylindres. The Institution of Mechanical Engineers, 8 février 1955. Traduction faite par la Compagnie de Raffinage Shell-Berre.

NAKAYAMA. Influence du taux de finition sur l'usure d'une chemise de moteur Diesel. Bulletin de la Société Japonaise des Ingénieurs mécaniciens. Volume 2, n° 8, 1959.

STRANG. Transfert du métal des segments aux parois des cylindres au cours du rodage. Institution of Mechanical Engineers, 30 septembre 1950.

PRADEAU. L'usure des cylindres. Journal S.I.A., décembre 1959.

STOLL. Essais d'usure à l'aide de segments radioactifs. M.T.Z., février 1958.

HALLIWELL. Les radiotraceurs racontent l'histoire de l'usure. S.A.E. Journal, septembre 1959.

THIERY. Application de la technique des radiotraceurs à l'étude des segments de piston. Revue I.F.P., juillet-août 1958.

Quelques données sur l'usure des segments acquises par la méthode I.F.P. - R.A.3 sur moteur Diesel Petter AV 1. Revue I.F.P., avril-mai 1959.

C. - EQUILIBRAGE

CLINCK. Equilibrage des moteurs 4 temps à grande vitesse. Communication à I.M.E., 9 décembre 1958.

Chapitre XI

LA BIELLE

La bielle est :

Une poutre-colonne chargée en bout,
Un logement de coussinet à ses deux extrémités.

A. - LA POUTRE-COLONNE

Elle doit être :

Rigide pour résister au flambement,
Légère car elle constitue une partie importante des masses en mouvement.

Le matériau constitutif en est de l'acier au carbone demi-dur trempant traité pour 75-80 kg/mm^2 ou plus souvent de l'acier au nickel-chrome mi-dur traité pour obtenir une résistance de 90-100 kg/mm^2.

La bielle est assimilable :

Dans le plan perpendiculaire à son plan d'oscillation, à une colonne à extrémités encastrées,
Dans son plan d'oscillation, à une colonne à extrémités libres.

La formule de Rankine relative aux colonnes courtes lui est applicable :

$$\text{Taux de travail} = \frac{\text{effort}}{\text{section droite}} \cdot \left[1 + K\left(\frac{\text{longueur}}{\rho}\right)^2\right]$$

avec :

$K_1 = 4 \cdot 10^{-4}$ dans le cas à extrémités encastrées

$K_2 = 16 \cdot 10^{-4}$ dans le cas à extrémités libres

ρ_1 et ρ_2 = rayons de giration de la section droite à mi-longueur.

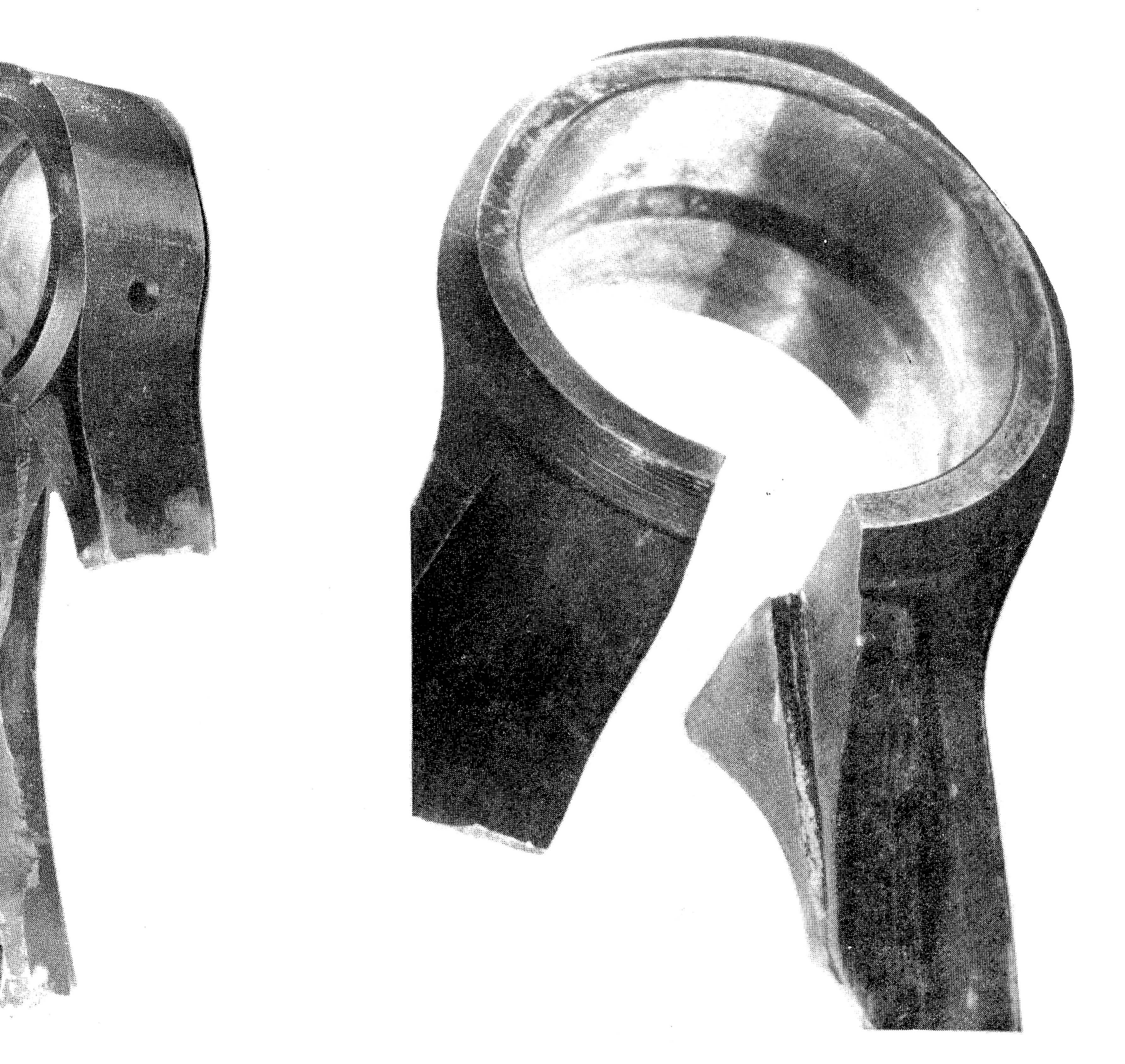


Fig. XI. 1. - Types d'avaries de bielles dues à des défauts d'élaboration.
(Document S. N. C. F.)

Dans une bielle bien étudiée :

$$\frac{K_1}{(\rho_1)^2} = \frac{K_2}{(\rho_2)^2}$$

soit $2\ \rho_1 = \rho_2$.

Rappelons que le rayon ρ de giration d'une section autour d'un axe est égal à la distance entre cet axe et un point qui, affecté d'une masse égale à la mesure de la superficie S de ladite section, aurait, par rapport à cet axe, un moment d'inertie égal à celui de la section considérée.

Partant de ces considérations, la raideur et la résistance maximales pour un minimum de poids seraient réalisées par un corps de bielle creux à section elliptique. Cette forme étant industriellement impossible, le meilleur profil devient la forme en I à larges ailes dont l'âme est dans le plan d'oscillation et qui satisfait aux conditions de légèreté pour des taux de travail corrects dans les deux plans et de fabrication en série par matriçage (sous réserve qu'on ménage une dépouille suffisante dans les ailes).

Sur certains types et pour certaines dimensions de moteurs, où la faible production ne couvre pas les frais d'amortissement de matrices à forger les profils en I, il est économique d'utiliser des bielles à section circulaire ou rectangulaire.

Pour éliminer les criques, amorces de fissures, on peut être amené à usiner les bielles (fig. XI. 1).

La hauteur de l'âme de l'I sera de 0, 30 à 0, 35 D et la longueur totale des ailes d'une seule face de 0, 22 à 0, 27 D. La valeur de la section droite est de l'ordre de 0, 04 à 0, 05 D^2.

Les poids des bielles d'un même moteur ne devront pas différer entre eux de plus de 2 % en ce qui concerne la tête et 4 % en ce qui concerne le pied ; si la vitesse de rotation dépasse 1 500 tr/mn, il faudra adopter 1 et 2 %.

De toute façon, il faudra, avec ténacité et après réflexion, s'évertuer à éliminer le plus possible de matière afin de réduire le poids au minimum.

Remarquons que le choix d'une bielle courte diminue tant le poids

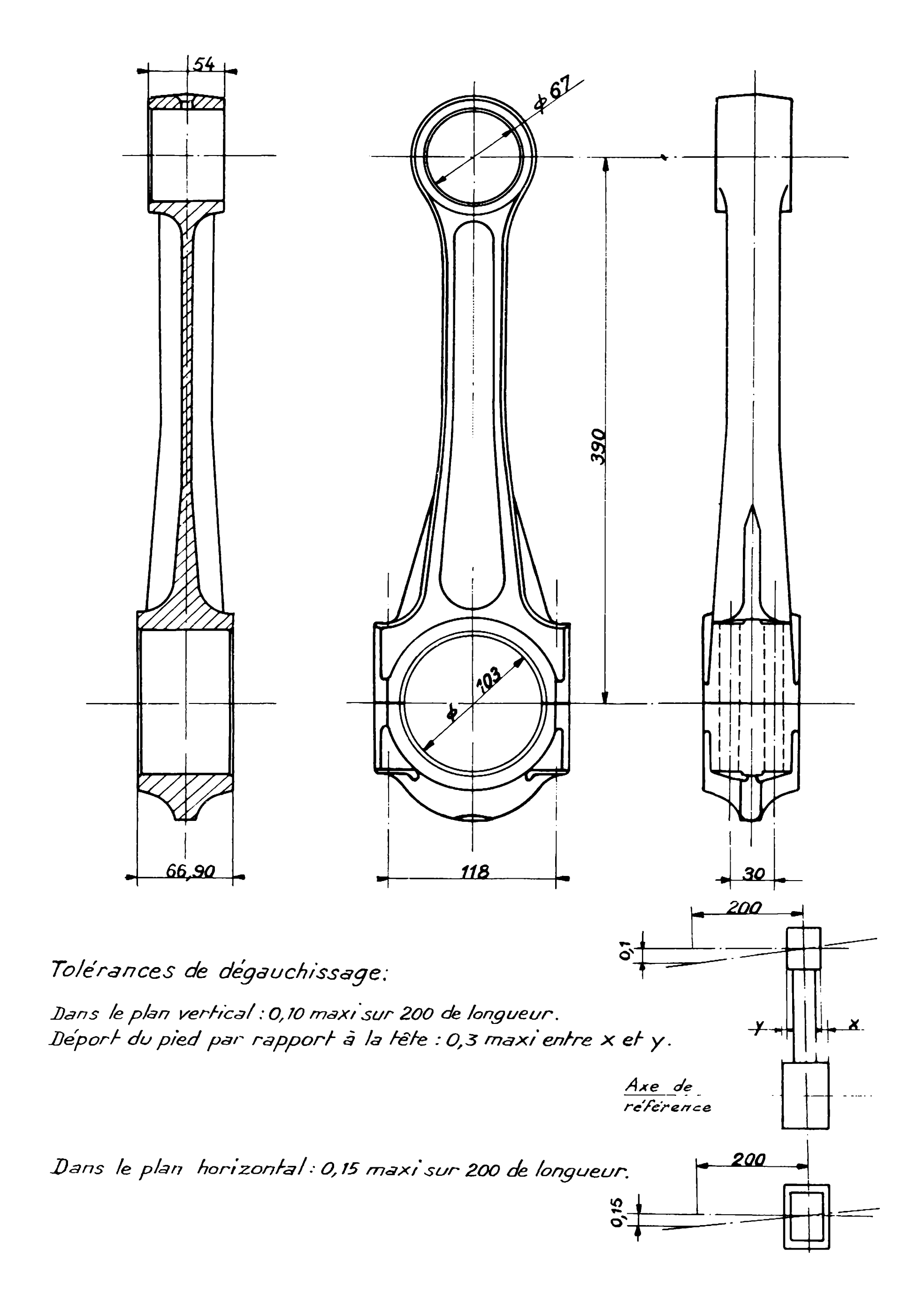


Fig. XI. 2. - Bielle.

de la bielle que le poids du bâti-cylindres mais accroît la valeur maximale de la poussée latérale du piston donc conduit à allonger la jupe de piston. Les impératifs conjugués de la cinématique (piston - bielle - chemise) et du poids conduisent à choisir un rapport longueur de bielle/demi-course voisin de 4.

B. - LE PIED DE BIELLE, L'AXE DE PISTON, LA TETE DE BIELLE

a) Le pied de bielle et l'axe de piston

Le raccordement du corps de la bielle avec le pied se fait par épanouissement du corps et ce assez facilement étant donné les faibles dimensions du pied de bielle (fig. XI. 2).

Le plus grand diamètre extérieur du pied sera de l'ordre de 0,60 D. On pourra prévoir à l'extrémité une nervure qui, placée dans le plan d'oscillation, offre le double avantage de rigidifier le pied de bielle et de permettre d'ajuster les poids. La bague de pied de bielle sera en bronze phosphoreux possédant de bonnes qualités de frottement et une grande résistance mécanique (Δ Brinell 110 à 130). On peut envisager une bague en acier doux garni de bronze au Pb. La longueur de cette bague, qui devra affleurer au pied de bielle, sera comprise entre 0,35 et 0,40 D. Elle sera entrée à la presse (serrage de l'ordre de 0,05).

Une solution théoriquement très satisfaisante, mais chère, consiste à prévoir des bossages de repos.

L'axe de piston et ses portées supportent la plus grosse charge unitaire de toutes les portées du moteur. En conséquence :

- La qualité dominante de l'axe de piston sera la rigidité tant axiale que transverse,
- L'ajustement de cet axe dans ses portées, tant dans le piston que dans la bielle, doit être aussi parfait que possible.

L'axe de piston, pris dans la masse, sera en acier au nickel-chrome, cémenté,trempé ou nitruré, rectifié à l'extérieur, usiné très finement partout ailleurs (ne pas laisser l'intérieur brut d'alésage).

Un axe de piston doit :

1. Posséder deux qualités fondamentales apparemment peu compatibles :

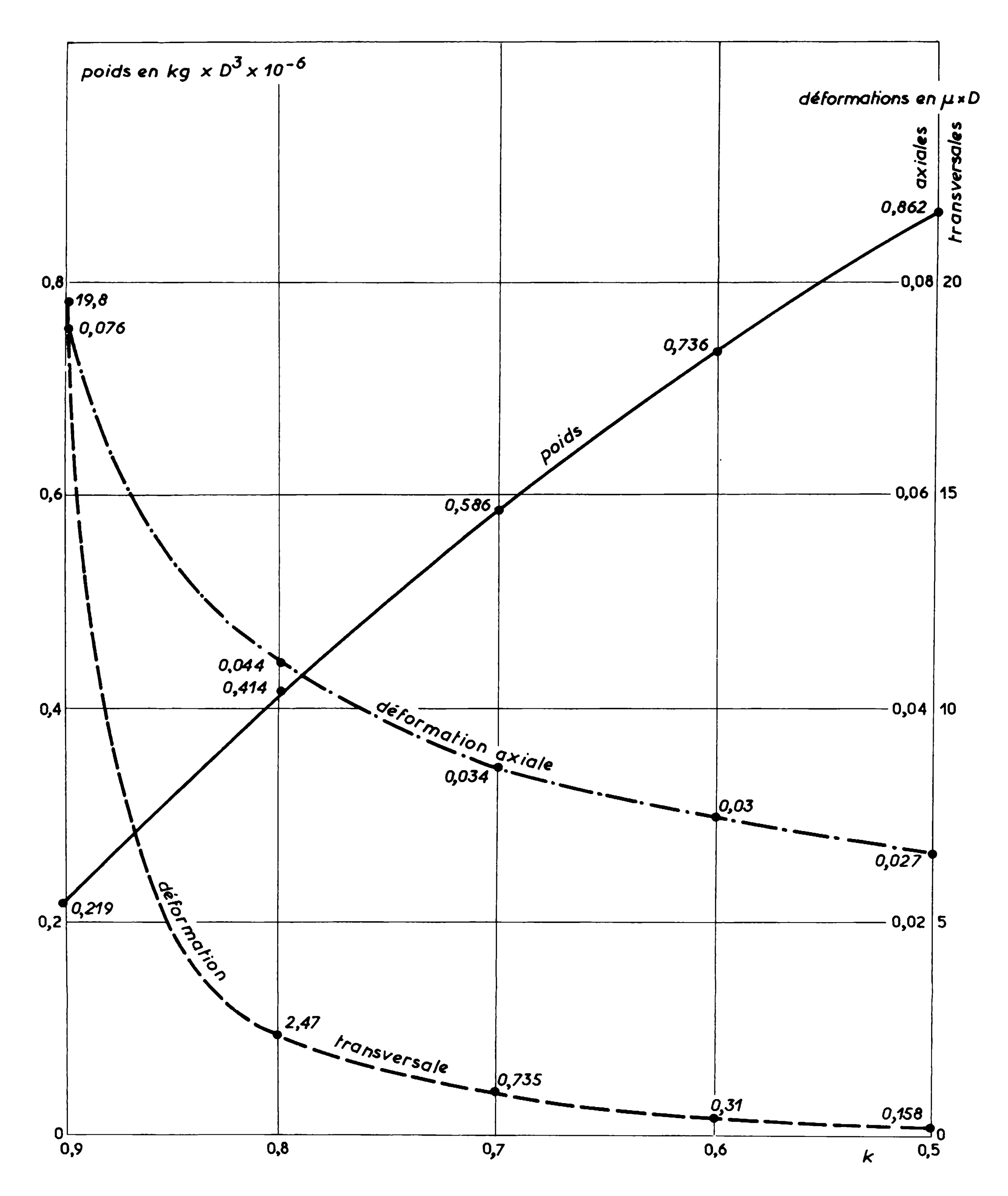


Fig. XI. 3. - Variations de poids et déformations axiale et transversale d'un axe de piston en fonction du rapport d_e / d_i. (On notera la différence considérable entre les échelles adoptées pour les déformations.)

- Une rigidité tant longitudinale (flexion) que transversale (écrasement)
- Une légèreté

} aussi grandes que possible.

2. Répondre à un impératif :

- Un graissage correct de son assemblage avec le piston et avec la bielle.

I. - Recherche de proportions dimensionnelles optimales

Soit d_e son diamètre extérieur, $d_i = K\ d_e$ son diamètre intérieur.

1. Rigidité longitudinale

La rigidité de l'axe de piston, assimilable en première analyse à celle d'un tube reposant sur deux appuis et chargé en son milieu, est proportionnelle à son moment d'inertie I, donc à $d_e^4\ (1 - K^4)$.

Son poids est proportionnel à $d_e^2\ (1 - K^2)$.

Le rapport $\frac{\text{rigidité}}{\text{poids}}$, proportionnel à $d_e^2\ (1 + K^2)$, doit être aussi grand que possible ; les proportions du tube idéal sont celles pour lesquelles $\frac{dI}{d\vec{P}} = f\ (K)$ est maximal. Le tube idéal sera donc de diamètre d_e aussi grand que possible et aussi mince que possible.

2. Rigidité transversale

L'axe de piston est alors assimilable, toujours en première analyse, à un tube reposant sur un plan et chargé sur sa génératrice supérieure. La rigidité à l'écrasement est proportionnelle à $d_e^3\ (1 - K)^3$ et le rapport $\frac{\text{rigidité}}{\text{poids}}$ à $d_e\ \frac{(1 - K)^3}{1 - K^2}$. Les proportions du tube idéal sont celles pour lesquelles K est nul.

Les proportions optimales de l'axe de piston ne peuvent donc être que le résultat d'un compromis. L'examen du diagramme figure XI. 3, établi en prenant $P_c = 100\ kg/cm^2$ et en supposant $d_e = 0,5\ D$ et les appuis au milieu des bossages, est de nature à orienter le choix de

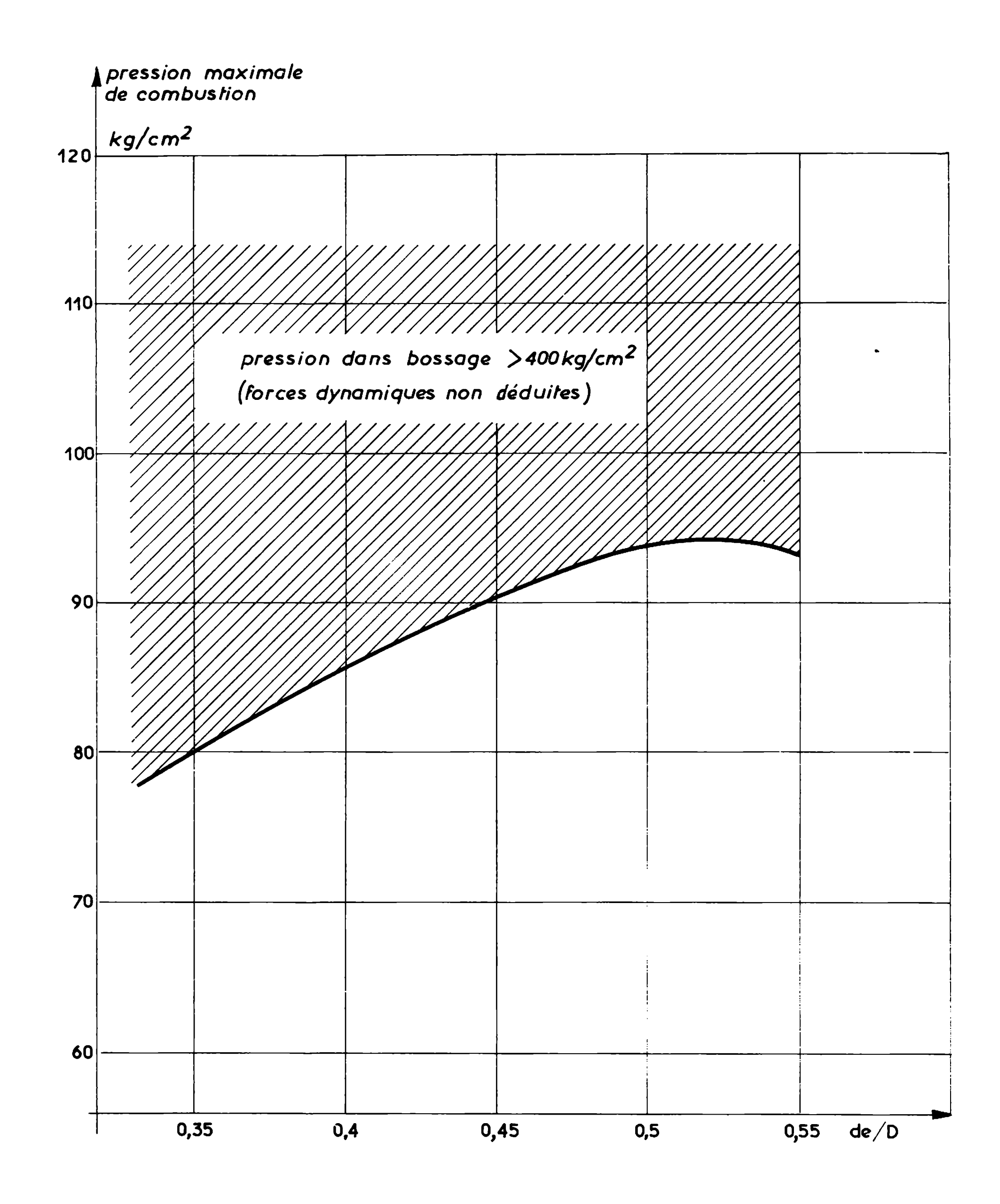


Fig. XI. 4. - Diamètre d_e de l'axe de piston en fonction de la pression maximale de combustion et de l'alésage.

N. B. - Si le point de fonctionnement est dans la zone hachurée, il est recommandé d'adopter des bossages de repos.

dimensions convenables en ce sens qu'il met l'accent sur l'importance considérable de la déformation transversale et sur le peu d'intérêt de choisir $K < \frac{2}{3}$.

II. - Choix du diamètre extérieur d_e

Le diamètre extérieur est déterminé par l'impératif de permettre un graissage correct de l'assemblage piston - axe - pied de bielle.

Dans l'état actuel de la technique et compte tenu de la qualité des états de surface que l'on peut obtenir, de la température et de l'index de viscosité des huiles de graissage, il appert que la pression par unité de surface apparente projetée n'y doit pas être supérieure à 400 kg/cm^2, et ce sous le seul effet de la pression maximale de combustion - c'est-à-dire efforts dynamiques non déduits -lorsque le moteur est destiné à devoir fonctionner à plein couple et à faible vitesse de rotation.

La surface projetée totale de l'axe de piston est $(\ell \cdot d_e)$, ℓ étant fonction de d_e puisque l'axe doit se loger dans l'alésage D. Si l'on tient compte que la présence de circlips (ou de boucliers) d'arrêt réduisent ℓ d'environ $\frac{D}{7,5}$ et que le pied de bielle occupe de 0,35 à 0,4 D, on voit que la surface projetée dans les bossages du piston est :

$$\sim d_e \left[\sqrt{D^2 - d_e^2} - \frac{D}{2} \right]$$

Cette surface est maximale quand sa fonction dérivée par rapport à d_e :

$$D^2 - 2\, d_e^2 - \frac{D}{2} \sqrt{D^2 - d_e^2}$$

s'annule, c'est-à-dire lorsque $d_e = 0,53$ D.

Il n'est pas toujours aisé d'adopter une telle valeur du fait de sujétions étrangères (mode de refroidissement du piston...). Quoi qu'il survienne, on s'astreindra à ne jamais descendre au-dessous de $d_e = 0,4$ D dans le cas de moteurs de traction ferroviaire ou terrestre (fig. XI.4).

Les dimensions d'un axe de piston de moteurs en versions suralimenté et non suralimenté destinés à des applications de caractères multiples doivent rester voisines de :

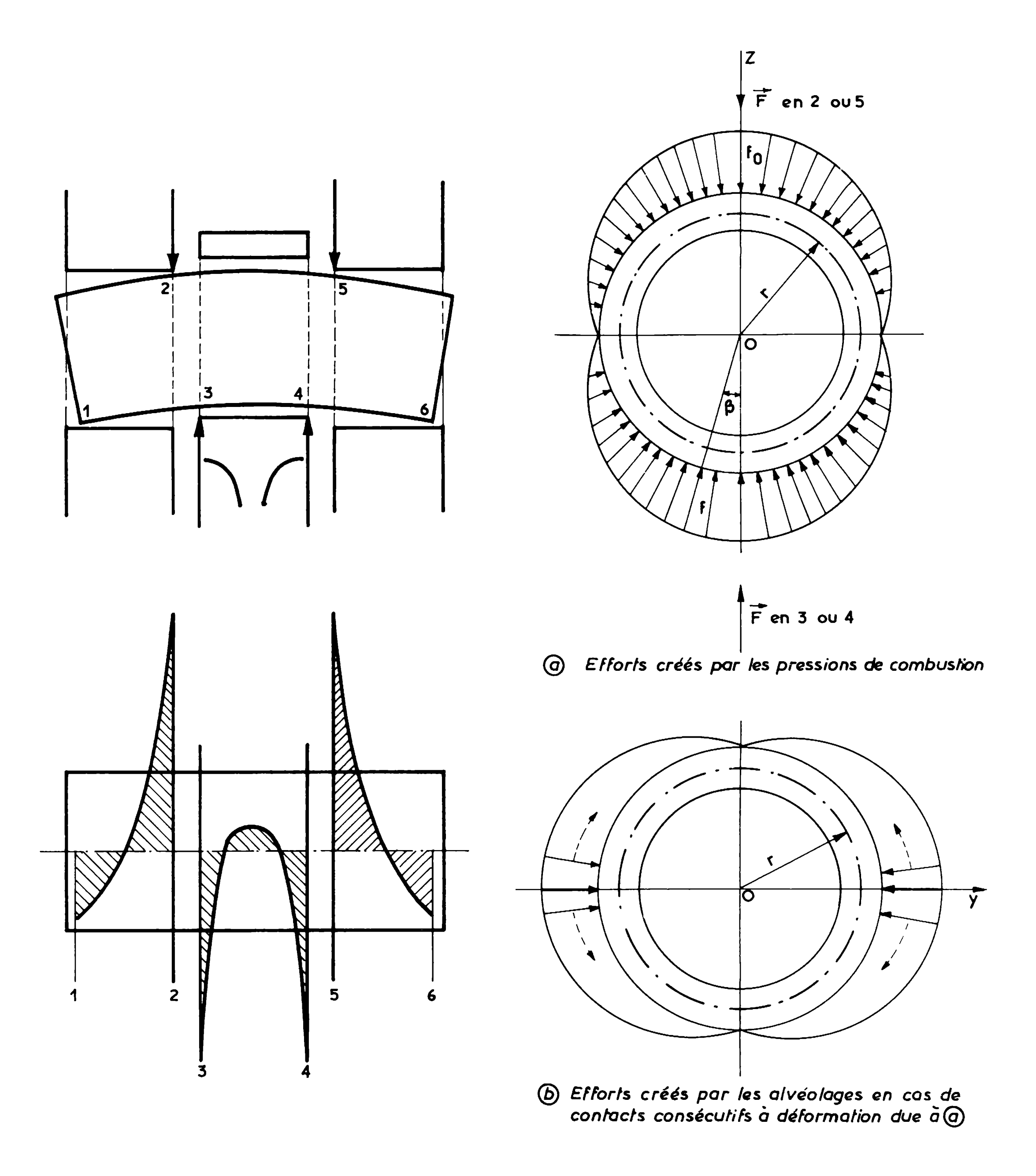


Fig. XI. 5. - Efforts auxquels est soumis un axe de piston en flexion.

Fig. XI. 6. - Répartition des efforts dans la tranche critique d'un axe de piston.

$$d_e = 0{,}45\ D \qquad d_i = 0{,}30\ D$$

On ne perdra pas de vue que, cependant, il importe de ne pas dépasser une pression maximale de 90 kg/cm^2 lorsque les efforts dynamiques sont faibles.

III. - Fatigue des axes de piston. Jeux fonctionnels

L'axe de piston est la pièce du moteur la plus sollicitée aux efforts alternés ; l'examen d'axes rompus en service confirme, s'il en était besoin, cet état de fait et met derechef l'accent sur l'importance cruciale des contraintes dues à l'écrasement ; les ruptures se développent pratiquement toujours selon une génératrice à partir de l'une des tranches situées entre bossages du piston et pied de bielle.

Signalons que l'ignorance où l'on est de la répartition des efforts appliqués ne permet pas d'entreprendre le calcul des contraintes, calcul que d'ailleurs on ne sait mener à bien que lorsque les efforts sont uniformément répartis soit sur le périmètre d'une section droite, soit sur une génératrice.

Dans les tranches en question, l'axe est effectivement soumis aux efforts d'ovalisation les plus élevés du fait de la déformation d'ensemble provoquée par la flexion sous charge (fig. XI. 5).

Si nous assimilons ces tranches 2, 3 et 4, 5 à un anneau de section rectangulaire soumis à l'action de deux charges égales et opposées situées dans le même plan, l'étude des déformations se résume à l'application du théorème de Castigliano. Remarquons au préalable que, en fait, les efforts appliqués $\vec{F} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 . P_c$ ne sont pas ponctuels ; postulons, ce qui est vraisemblablement assez voisin de la réalité, que les efforts radiaux se répartissent suivant une loi sinusoïdale (fig. XI.6 a).

Dans ces conditions, soit $\vec{f}$ l'effort par unité de longueur d'arc :

$$\vec{f} = \vec{f}_0 \cos \beta$$

et, puisque $\int$ (projections de $\vec{f}$ sur Oz) = $\vec{F}$, c'est-à-dire :

$$2\,\vec{f}_0 \, . \, r\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \beta \, . \, d\beta = \vec{F}$$

$$\vec{f}_0 = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\vec{F}}{r}$$

r étant le rayon moyen de l'anneau.

Soulignons sans plus attendre que $\vec{f}_0$ est d'autant plus faible, pour un $\vec{F}$ donné, que d_e et d_i sont plus grands, ce qui réaffirme la nécessité d'un axe aussi volumineux que possible.

Sous l'influence de $\vec{f}_0$, le diamètre horizontal de l'axe augmente ; pour une certaine valeur $\vec{f}_0$, c'est-à-dire à $\vec{F} = \frac{1}{2} \frac{\pi D^2}{4} P_c$ donné pour une certaine valeur de r, la déformation dépasserait le jeu diamétral existant entre l'axe et ses alvéolages ; à partir de cette valeur :

L'axe est l'objet d'une réaction des alvéolages ;
Le graissage devient précaire ;
Les alvéolages peuvent se fissurer sous extension (fig. XI.6 b).

Les jeux fonctionnels doivent être tels que cette éventualité ne puisse se produire. L'aplatissement sous l'effet de $\vec{f}_0$ conduit, conformément à la formule de Castigliano, à une augmentation de diamètre horizontal égale à $0,137 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot P_c \cdot \frac{r^3}{E.I}$. Il résulte de ce calcul très schématique - nous avons en particulier négligé les moments résultant du fait que les efforts 2 et 3, 4 et 5 ne sont pas dans le même plan - que, si nous avons adopté des axes de piston dont les dimensions souscrivent aux prescriptions données ci-avant, l'aplatissement de l'axe est rigoureusement négligeable, même pour des valeurs de P_c très supérieures à 1 kg/mm^2.

Au total, les jeux en service résulteront des seules différences de dilatations thermiques des matériaux en présence.

L'axe de piston sera monté flottant, c'est-à-dire qu'il sera libre de tourner tant dans la bague de pied de bielle que dans les bossages du piston. Les tolérances sur le diamètre de l'axe seront au moins de la qualité 6 et les axes devront être vérifiés au calibre maxi-mini. Les tolérances sur les alésages de la bague de pied de bielle et les bossages de piston seront également au moins de la qualité 6 et devront également être vérifiés au calibre maxi-mini. Le jeu entre axe et bague sera de l'ordre de $3 \cdot 10^{-4}$ D.

Le montage de l'axe en acier dans les bossages en alliage d'aluminium du piston devra conduire à un frottement doux vers 80° - 100°C. En pratique, pour les alésages D de l'ordre de 100 mm, l'axe rentrera à froid ; pour les alésages supérieurs à 150 on pourra être amené à chauffer le piston à 80-100°C. On devra soigneusement éviter tout serrage qui déforme le piston, voire en provoque la rupture.

Les logements devront être :

- Dans le piston, aussi parfaitement perpendiculaires que possible à l'axe de symétrie de celui-ci (se reporter aux dessins de piston déjà fournis),
- Dans le pied de bielle, aussi rigoureusement parallèles que possible à l'axe de la tête de bielle et pour cela devront être usinés sur une machine à têtes parallèles, en même temps que la tête de la bielle.

L'axe sera positionné latéralement dans le piston par des anneaux élastiques venant se loger dans des gorges ménagées dans les bossages. On laissera à l'axe un jeu latéral de l'ordre de un millimètre.

Si les pistons sont refroidis par une circulation intérieure d'huile, l'axe sera fixé latéralement par des bouchons-boucliers qui pourront être soit reliés l'un à l'autre par une tige filetée (arrêter les écrous), soit bloqués dans les pistons.

La bielle étant, en général, montée avec jeu latéral réduit sur le vilebrequin, il faudra ménager un jeu latéral total de l'ordre de 2 à 3 millimètres à l'articulation.

b) La tête de bielle

Les dimensions de la tête de bielle devront permettre le retrait de celle-ci par l'alésage sans avoir à retirer la chemise. Le chapeau n'est évidemment pas soumis à cet impératif.

Le raccordement entre corps et tête de bielle devra partir d'aussi loin que possible et s'établir graduellement dans les deux plans pour bien répartir la poussée sur toute la tête. Pour améliorer cette répartition, il sera bon de prévoir des nervures supplémentaires dans le plan d'oscillation et on pourra amincir l'âme de la bielle, voire y pratiquer un trou, au voisinage de la tête (fig. XI. 2).

On ne devra pas perdre de vue que la seule surface utile d'un coussinet est celle derrière laquelle se trouve l'acier de la bielle ; en particulier, les rebords des coussinets travaillent très peu et alourdissent inutilement la tête de bielle. De même, élargir la portée

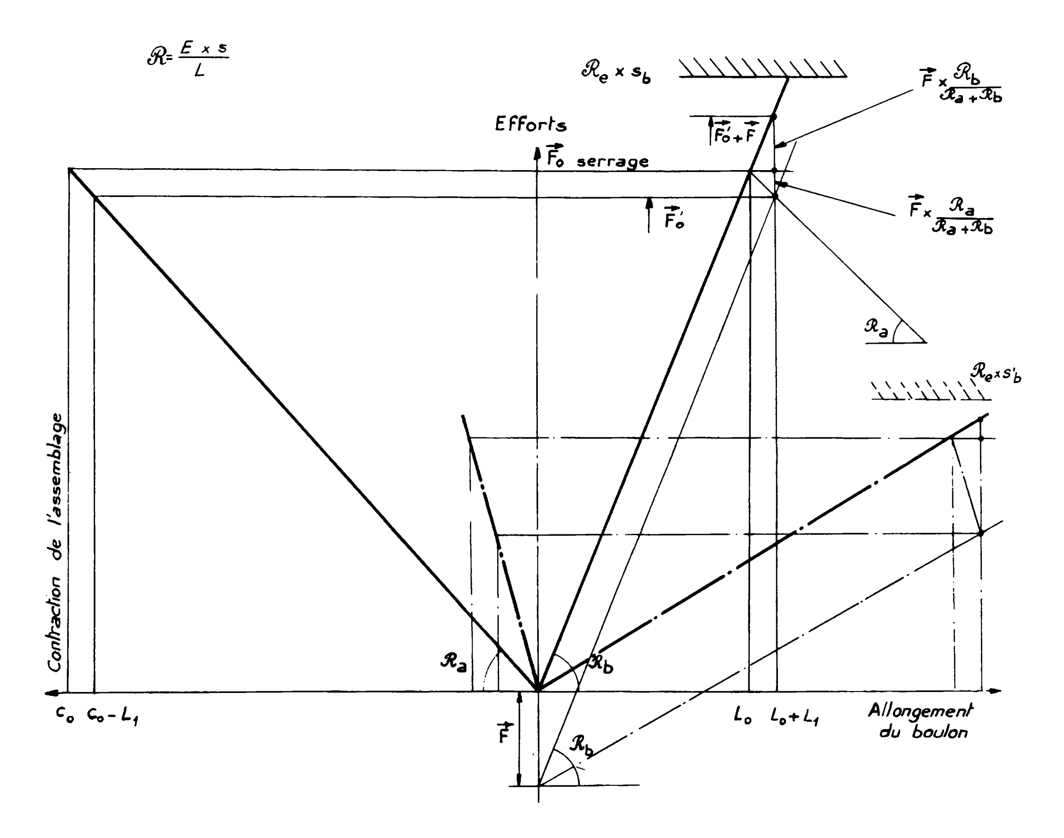


Fig. XI. 7. - Répartition des efforts et des déformations d'une tête de bielle.
En fonction :
- De la raideur de l'assemblage (tête de bielle + chapeau + coussinet) = $\mathcal{R}_a$
- De la raideur des boulons = $\mathcal{R}_b$

——— Cas où $\mathcal{R}_a$ faible et $\mathcal{R}_b$ élevé ——— (Mauvais)

—.— Cas où $\mathcal{R}_a$ élevé et $\mathcal{R}_b$ faible ——— (Bon).

axiale de la tête de bielle sans assurer la rigidité et la liaison à la bielle des sections marginales est inutile, donc néfaste.

La section du chapeau de tête de bielle la plus rigide pour un poids donné est la section en I ; malheureusement elle est chère. Aussi se contente-t-on le plus souvent de la section en T ou en Π, les nervures se prolongeant jusqu'aux extrémités du chapeau et se terminant en fourche de chaque côté des boulons.

Le diamètre de l'alésage de la tête de bielle est donné par le diamètre du maneton et le type du coussinet ; la longueur de l'alésage est fixée par le choix du coussinet. L'alésage est usiné à la qualité 6 avec un état de surface de 8 à 10 rus.

Les calculs classiques de la résistance des matériaux concernent principalement la résistance statique de l'ensemble et en définissent les dimensions principales, mais en négligent la rigidité propre qui, limitant l'amplitude des déformations élastiques en service, conditionne tant la tenue du coussinet que l'endurance des boulons.

La tête de bielle doit être assez rigide pour prévenir toute flexion des boulons maintenant le chapeau et toute déformation des coussinets. La plupart des ruptures de boulons et de têtes de bielle peuvent être attribuées au manque de rigidité des bielles.

Considérons l'assemblage (bielle + chapeau + coussinet) comprimé par boulons.

Lorsqu'un boulon serré est soumis à une force additionnelle, celle-ci se répartit entre le boulon sous tension et les pièces comprimées.

Examinons les conditions de cette répartition.

Soit E le module d'élasticité. Sous l'effort E s une pièce de section s et de longueur L subirait un allongement de L ; le rapport $\frac{E\,s}{L}$, effort qui doit être exercé pour obtenir un millimètre d'allongement, caractérise la raideur de la pièce ; nous l'appellerons :

$$\mathcal{R} = \text{facteur de raideur} = \frac{\text{force}}{\text{longueur}}$$

En serrant l'écrou du boulon de bielle, on exerce un effort de compression $\vec{F}_0$ sur l'assemblage et un effort de traction égal dans le boulon.

Soit :

C_0 la contraction élastique de l'assemblage

L_0 l'allongement élastique du boulon

$$\vec{F}_0 = \mathcal{R}_a . c_0 = \mathcal{R}_b . L_0 \qquad (1)$$

avec :

$\mathcal{R}_a$ = facteur de raideur de l'assemblage

$\mathcal{R}_b$ = facteur de raideur du boulon

d'où :

$$\frac{c_0}{L_0} = \frac{\mathcal{R}_b}{\mathcal{R}_a}$$

ce qui revient à dire que, si l'assemblage est n fois plus raide que le boulon, sa déformation élastique sous $\vec{F}_0$ sera n fois inférieure à celle du boulon, ce qui est l'évidence même (fig. XI. 7).

Appliquons maintenant à l'ensemble ainsi serré un effort $\vec{F}$ tendant à en séparer les éléments (force d'inertie au voisinage du P.M.H. par exemple) :

L_0 devient $L_0 + L_1$

c_0 devient $c_0 - L_1$

$\vec{F}_0$ devient $\begin{cases} F'_0 \ (< \vec{F}_0) & \text{dans l'assemblage} \\ \vec{F}'_0 + \vec{F} & \text{dans le boulon} \end{cases}$

avec :

$$\vec{F}'_0 = \mathcal{R}_a \, (c_0 - L_1) \qquad (2)$$

$$\vec{F}'_0 + \vec{F} = \mathcal{R}_b \, (L_0 + L_1) \qquad (3)$$

Tant pour la tenue des coussinets que pour l'endurance du boulon, nous avons intérêt à ce que L_1 soit faible :

$$L_1 = \frac{\vec{F}}{\mathcal{R}_a + \mathcal{R}_b}$$

donc il faut :

$$\mathcal{R}_a + \mathcal{R}_b = \frac{E}{L}(s_a + s_b) \text{ grand}$$

Donc on éliminera les coussinets à coquille bronze (E faible).

Rappelons que $(s_a + s_b)$ est limité du fait :

- De la dimension du maneton,
- De la nécessité de pouvoir retirer la bielle par l'alésage.

Il faut donc examiner le rapport $\frac{s_a}{s_b}$ à $(s_a + s_b)$ donné.

De (2) et (3) on tire :

$$\vec{F}_0 - \vec{F}'_0 = \mathcal{R}_a L_1$$

$(\vec{F}'_0 + \vec{F}) - \vec{F}_0 = \mathcal{R}_b L_1$ = accroissement d'effort imposé au boulon du fait de $\vec{F}$ qui, exprimé en fonction de $\vec{F}$, devient :

$$\mathcal{R}_b L_1 \cdot \frac{\vec{F}}{(\mathcal{R}_a + \mathcal{R}_b) L_1} = \frac{\mathcal{R}_b}{\mathcal{R}_a + \mathcal{R}_b} \vec{F}$$

Autrement dit, lorsqu'un boulon serré est soumis à une force additionnelle $\vec{F}$, celle-ci se répartit entre le boulon sous tension et les pièces comprimées proportionnellement à leur facteur de raideur.

Il y a intérêt à soulager la pièce travaillant à la tension, donc à choisir $\mathcal{R}_b$ faible devant $\mathcal{R}_a$, c'est-à-dire, puisque E et L sont équivalents, à adopter des boulons de faible section : au total, environ 0,05 fois la section du maneton.

Dans le cas où le plan de coupe est perpendiculaire à l'axe de la bielle, la longueur L de l'assemblage est égale (ou légèrement supérieure : 1,05) au diamètre du maneton. Etant donné que quatre boulons sont nécessaires pour assurer une bonne répartition des efforts, le diamètre de chaque boulon sera voisin de (0,10 à 0,12) L, ce qui conduit à des boulons élancés.

Les boulons pourront être serrés à un taux de travail de l'ordre de 0,9 fois la limite élastique R_e ; ceci permet de respecter la condition :

$$(\vec{F}'_0 + \vec{F}) < R_e \cdot s$$

tout en ayant une bielle aussi légère que possible.

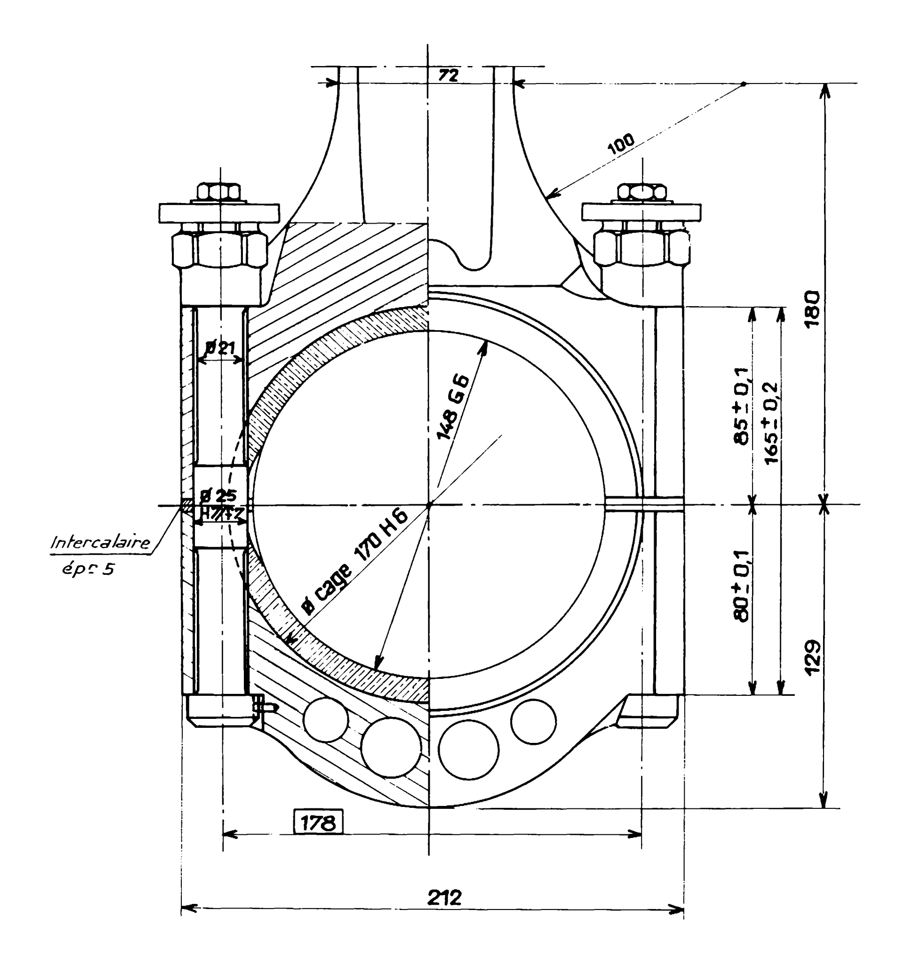


Fig. XI. 8 a. - Moteur A. Tête de bielle type a.

(Pour l'usinage de la cage de bielle à 170 H6, le chapeau et la bielle sont assemblés par des boulons spéciaux amaigris à l'endroit du plan de coupe bielle-chapeau, afin de permettre le passage de l'outil d'alésage.

Cette méthode d'usinage ne permet pas, lors du montage des boulons normaux, de retrouver la forme géométrique de la cage de bielle.)

Nota : La cote encadrée est rigoureuse; elle est obtenue par montage de perçage et d'alésage.

Ces dimensions générales étant fixées, et connaissant la superficie de la surface de contact bielle-chapeau (déterminée alors de l'avant-projet), on vérifie le bien-fondé de la solution choisie en traçant le diagramme des raideurs de l'assemblage et des boulons. On vérifiera en particulier que $\vec{F}'_0 > 0$, ce qui conduit à :

$$\vec{F}_0 > \vec{F} \cdot \frac{\mathcal{R}_a}{\mathcal{R}_a + \mathcal{R}_b}$$

Des essais effectués sous pression hydraulique sur des têtes de bielle (alésage 184, largeur 82, 5) d'un moteur tournant à 900 tours par minute ont mis en lumière que le diamètre à la coupe d'une tête de bielle assemblée et serrée n'augmente que de 0, 02 lorsqu'on soumet la bielle à une compression axiale correspondant à la charge maximale de combustion ; par contre lorsqu'on en soumet le chapeau à un effort d'extension égal à celui dû à l'inertie, ce même diamètre diminue de 0, 2 (ordre de grandeur du jeu entre coussinet et maneton) ou de 0, 05 selon que la tête de bielle est équipée avec des boulons de forte ou de faible section.

Indépendamment des impératifs de conservation de la forme géométrique de la tête de bielle durant le cycle et d'endurance des boulons, il y a intérêt à ne pas choisir de gros boulons car ceux-ci seraient contraints (du fait que la tête de bielle doit pouvoir passer dans la chemise) à déborder du plan d'assise de la coupe entre bielle et chapeau. Ceci amène :

1. A affaiblir les coussinets et à compliquer l'usinage,
2. A interdire l'emploi de coussinets de précision, lesquels exigent une cage de bielle parfaitement cylindrique après serrage.

Ce que l'on ne peut obtenir puisque :

1) Sous l'effort du serrage de ces gros boulons, la cage se déforme,
2) Une fois déformée, on ne peut l'usiner du fait même du débordement des boulons.

Les figures XI. 8, 9 et 10 (toutes documents S. N. C. F.) illustrent la réalité du phénomène.

L'axe des boulons sera dans le plan médian de la section d'assemblage, coussinet en place ; le bord des logements d'axes dans le corps et le chapeau sera ainsi à 2 - 3 millimètres du bord de l'alésage.

Les fonds de filets des boulons devront avoir un diamètre au moins égal au corps des boulons ; les filets seront roulés ou à fond galeté.

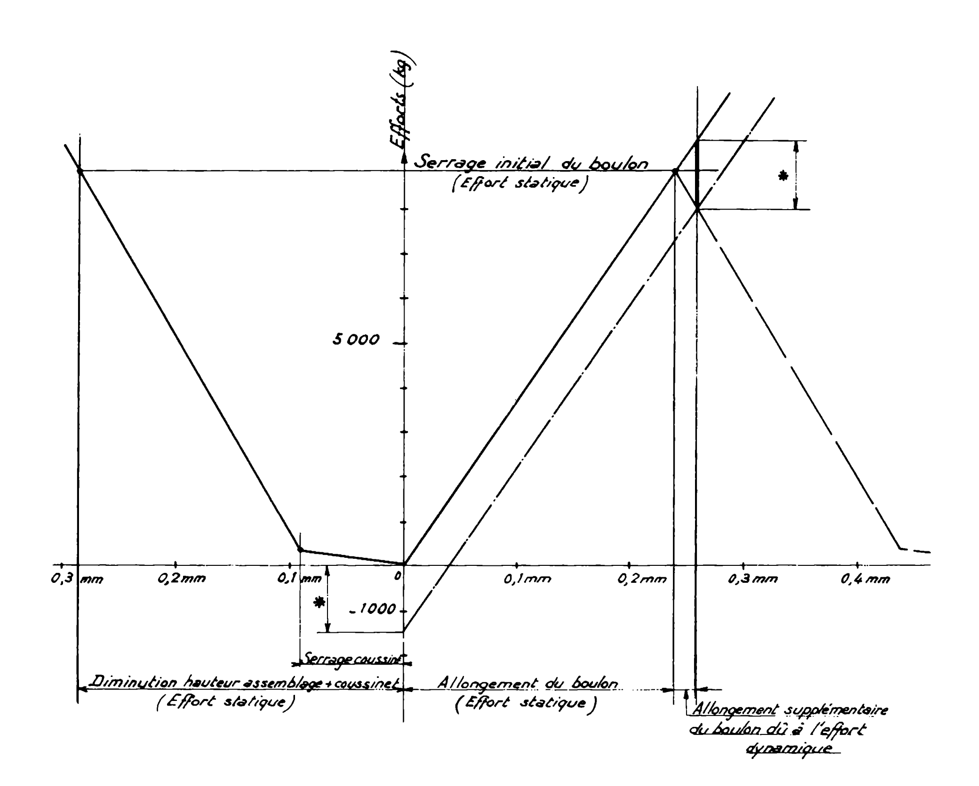


Diagramme des déformations élastiques de l'ensemble de la tête de bielle (chapeau, corps de bielle, coussinet : partie gauche du diagramme; boulon : partie droite du diagramme) .

Remarquer que, la bielle et le boulon étant en acier et la section de bielle intéressant le boulon étant égale à la section de ce dernier, la bielle se déforme autant que le boulon.

---

*Effort dynamique tendant à séparer les éléments de l'assemblage.

Fig. XI. 8 b. - Moteur A. Tête de bielle type a.

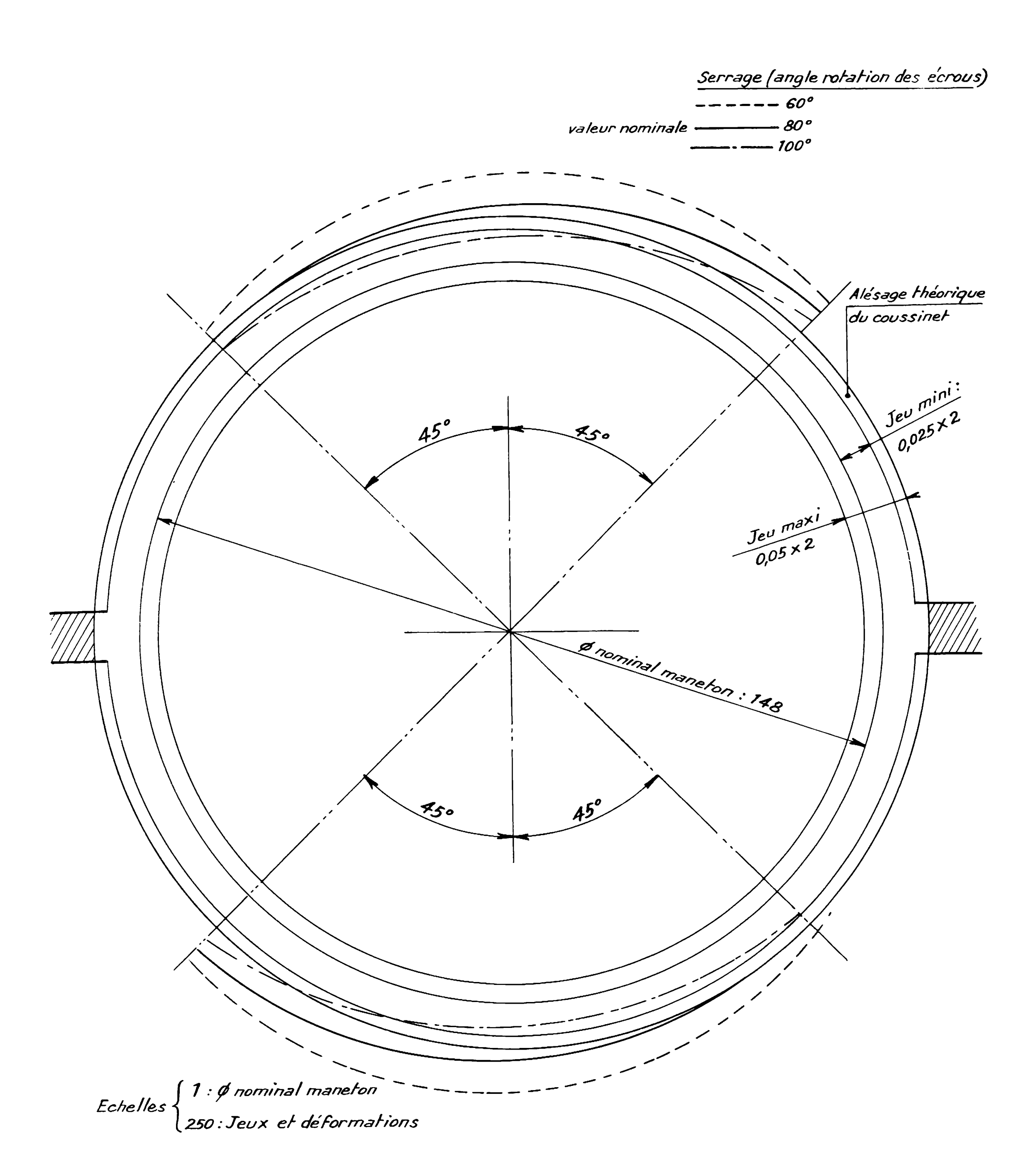


Fig. XI. 8 c. - Moteur A. Déformation anormale de la tête de bielle type a en fonction du serrage.

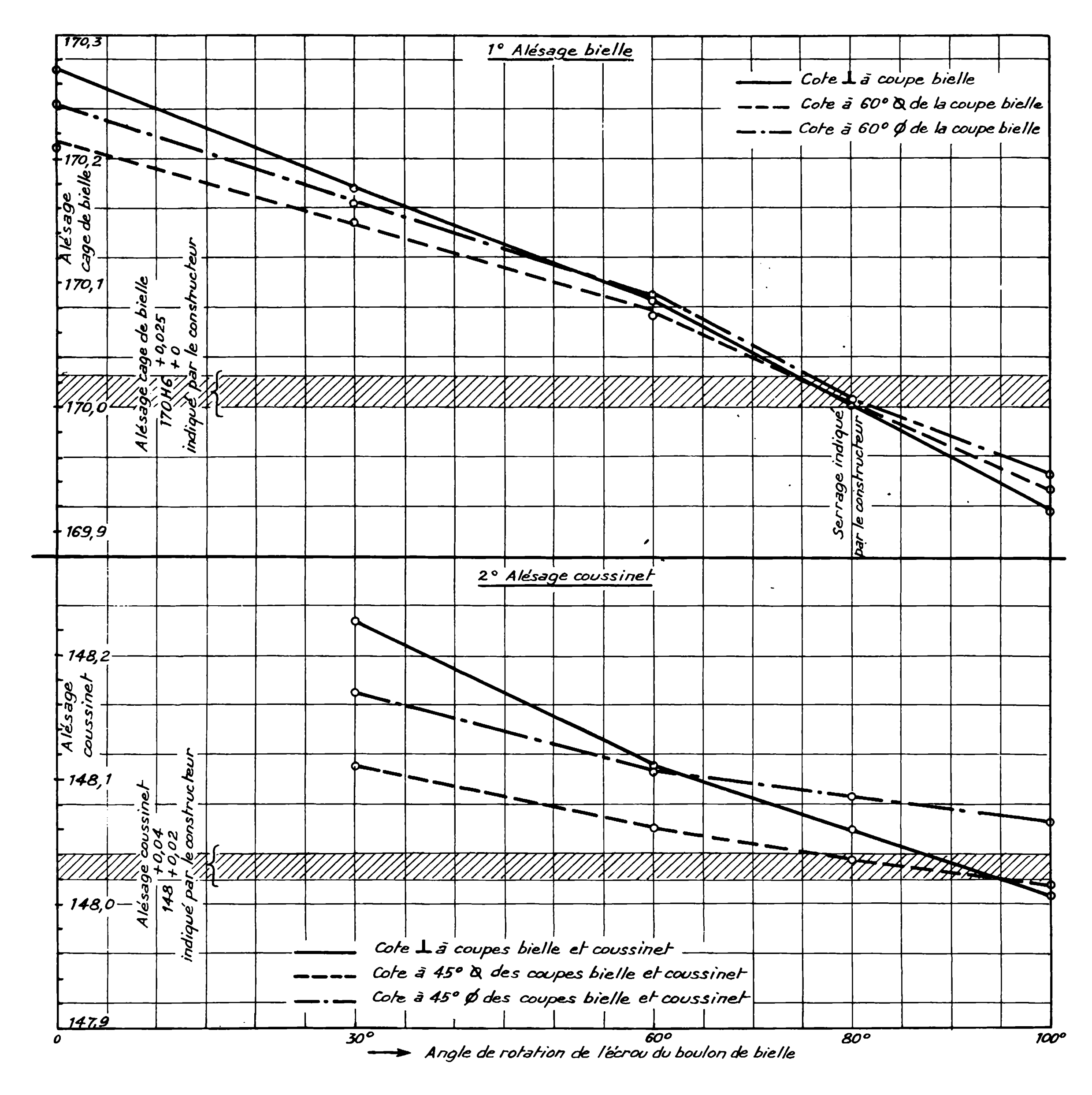


Fig. XI. 8 d. - Moteur A. Déformation de la tête de bielle type a en fonction du serrage.

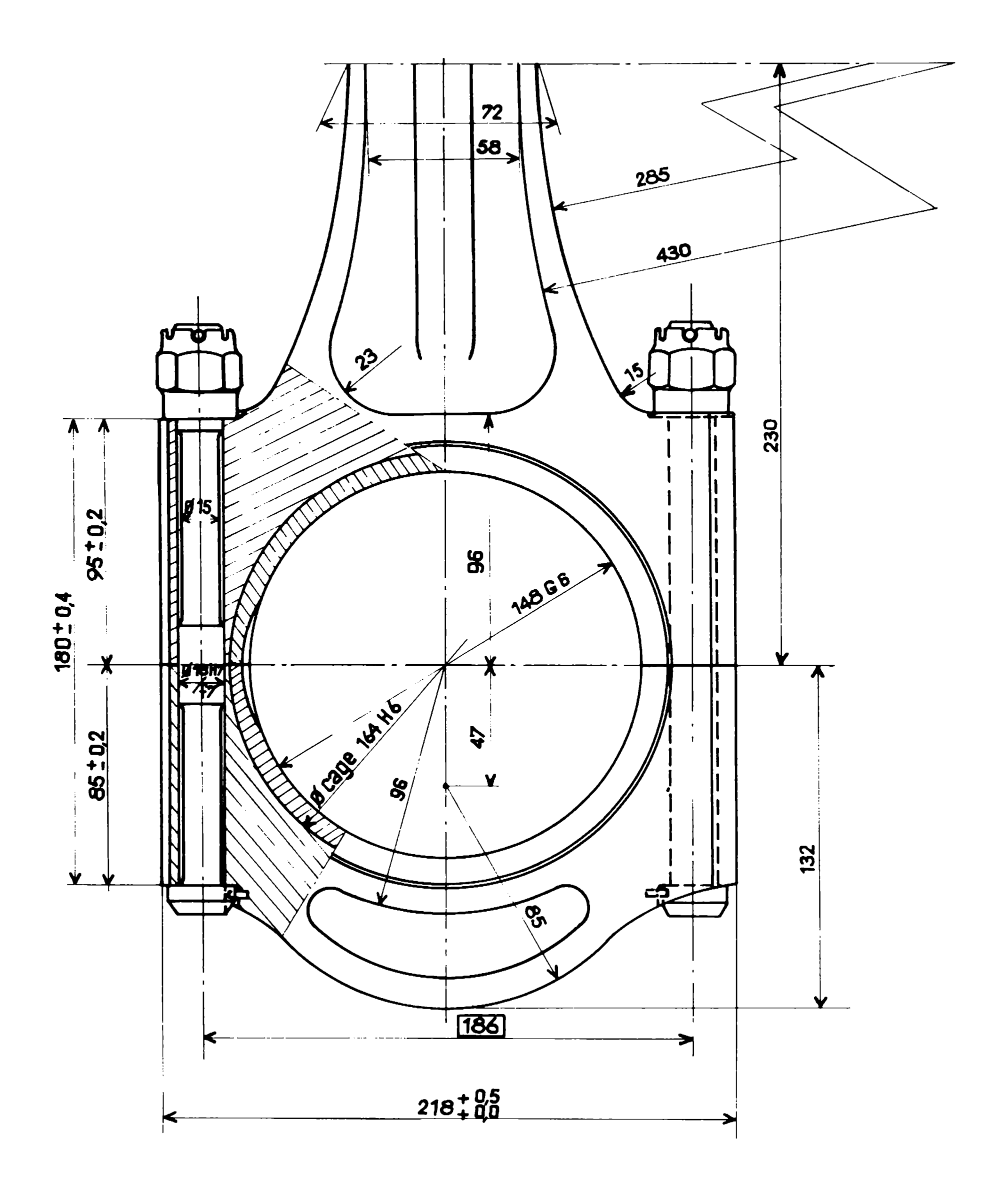


Fig. XI. 8 e. - Moteur A. Tête de bielle, type b'.

(Tête de bielle ayant sensiblement le même encombrement et le même poids que la tête de bielle type a - Chapeau de bielle en I.)

Nota : La cote encadrée est rigoureuse; elle est obtenue par montage de perçage et d'alésage.

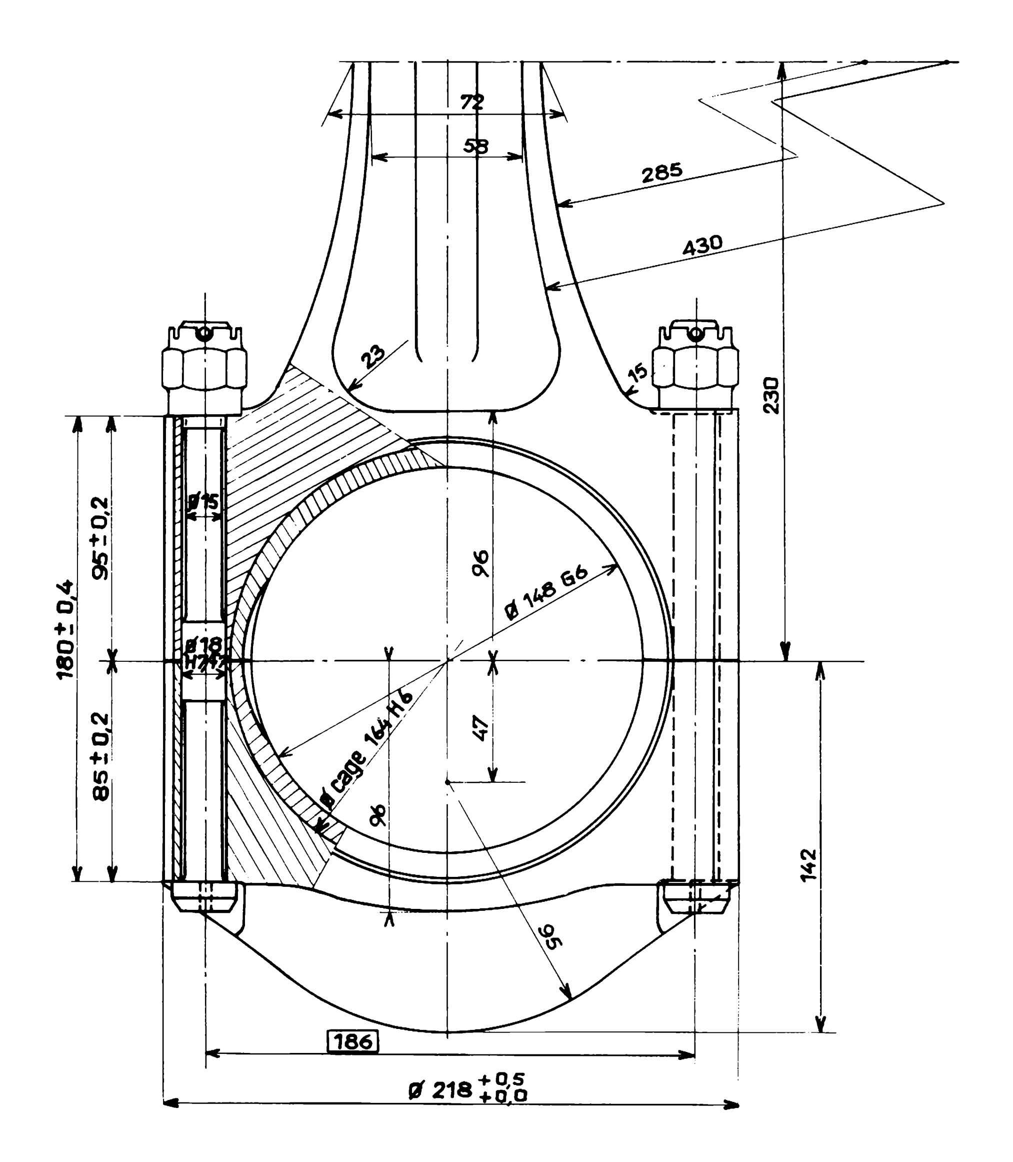


Fig. XI. 8 f. - Moteur A. Tête de bielle, type b".

(Tête de bielle ayant sensiblement le même encombrement et le même poids que la tête de bielle type a - Chapeau de bielle en T.)

Nota : La cote encadrée est rigoureuse; elle est obtenue par montage de perçage et d'alésage.

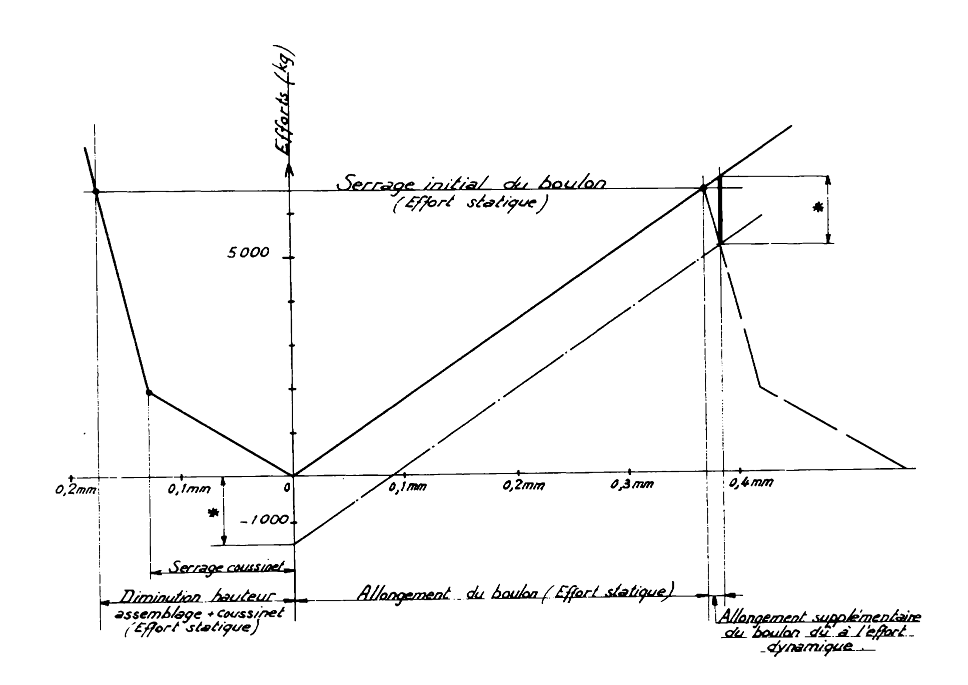


Diagramme des déformations élastiques de l'ensemble de la tête de bielle (chapeau, corps de bielle, coussinet : partie gauche du diagramme; boulon : partie droite du diagramme).

Remarquer la rigidité de la bielle et l'élasticité du boulon. La fatigue du boulon est, au total, plus faible que celle du boulon de la tête de bielle type a (diminution de l'allongement supplémentaire dû à l'effort dynamique.)

---

*Effort dynamique tendant à séparer les éléments de l'assemblage.

Fig. XI. 8 g. - Moteur A. Têtes de bielles, types b' et b''.

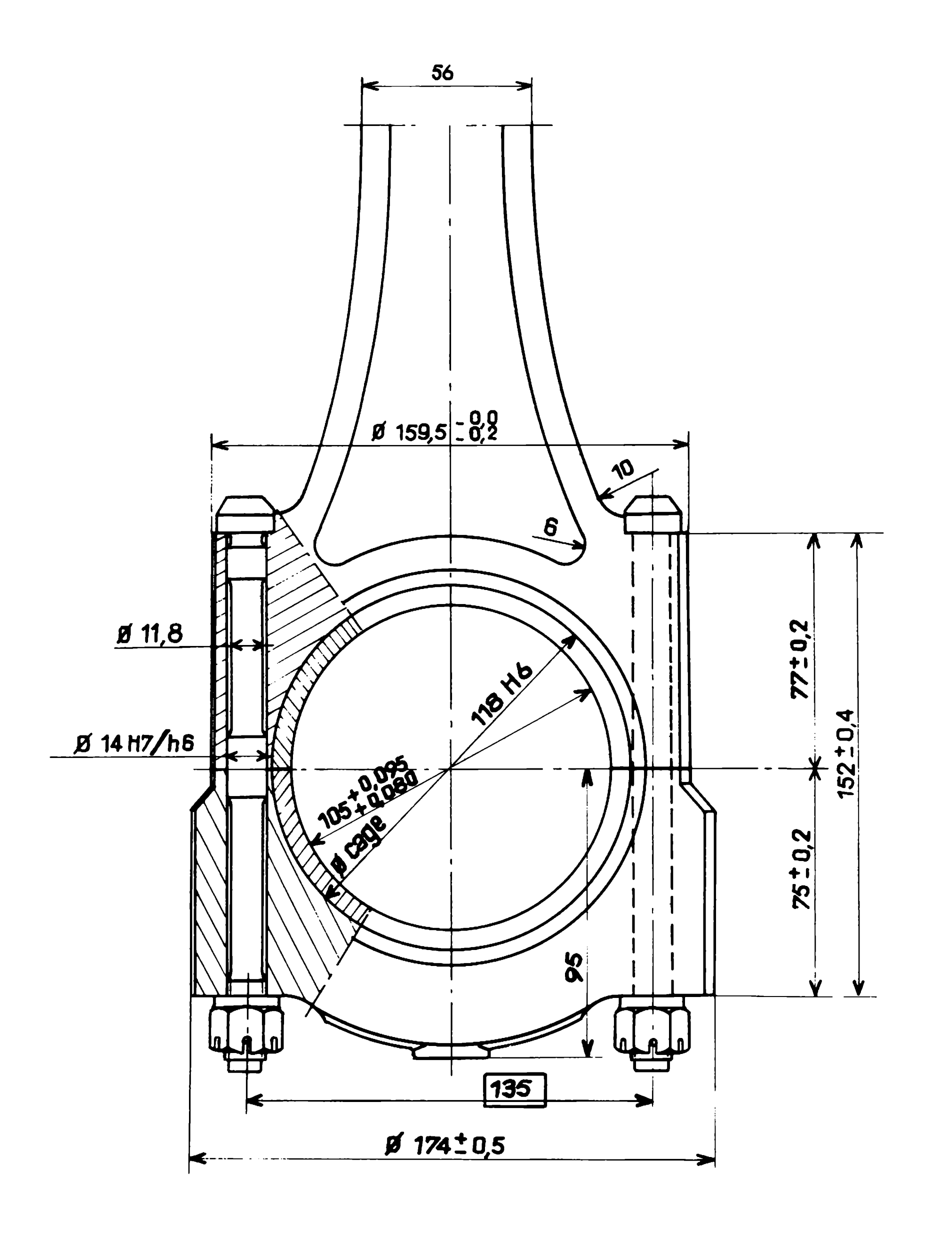


Fig. XI. 9 a. - Moteur B. Tête de bielle.

Nota : La cote encadrée est rigoureuse ; elle est obtenue par montage de perçage et d'alésage.

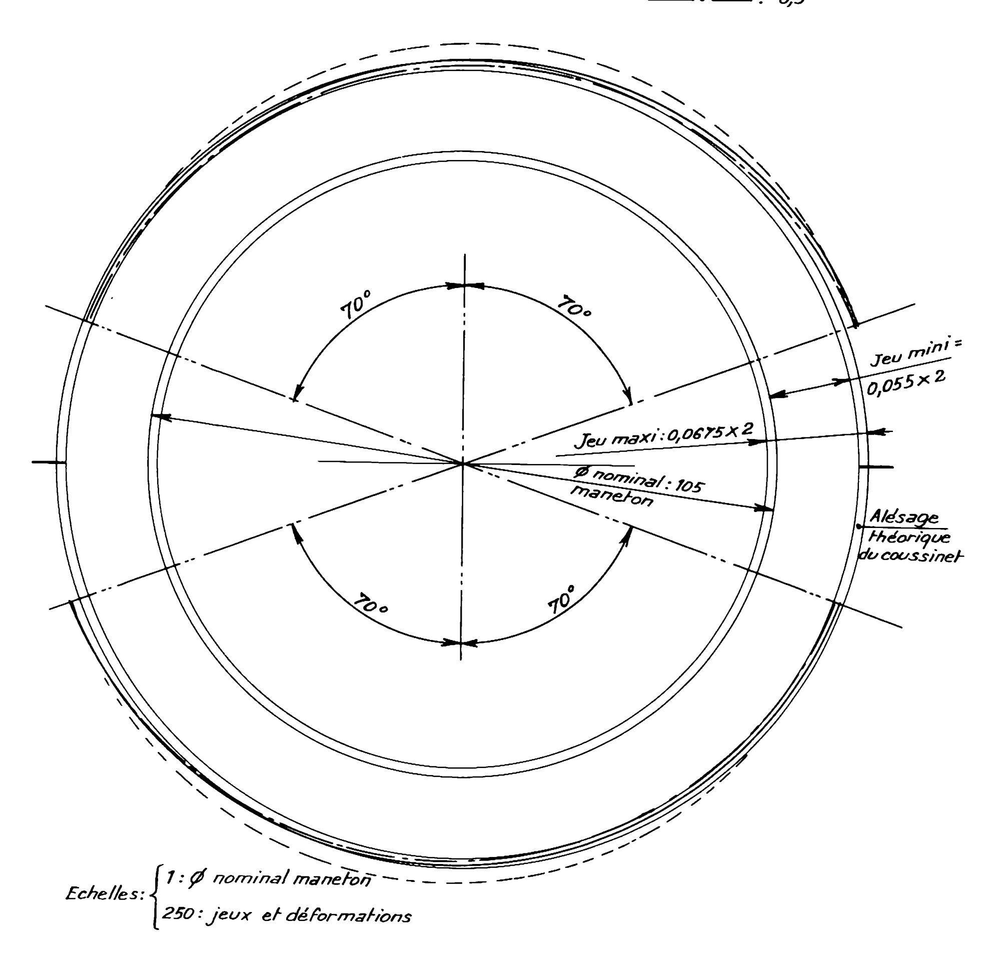


Fig. XI. 9 b. - Moteur B. Faible amplitude de la déformation de la tête de bielle en fonction du serrage.

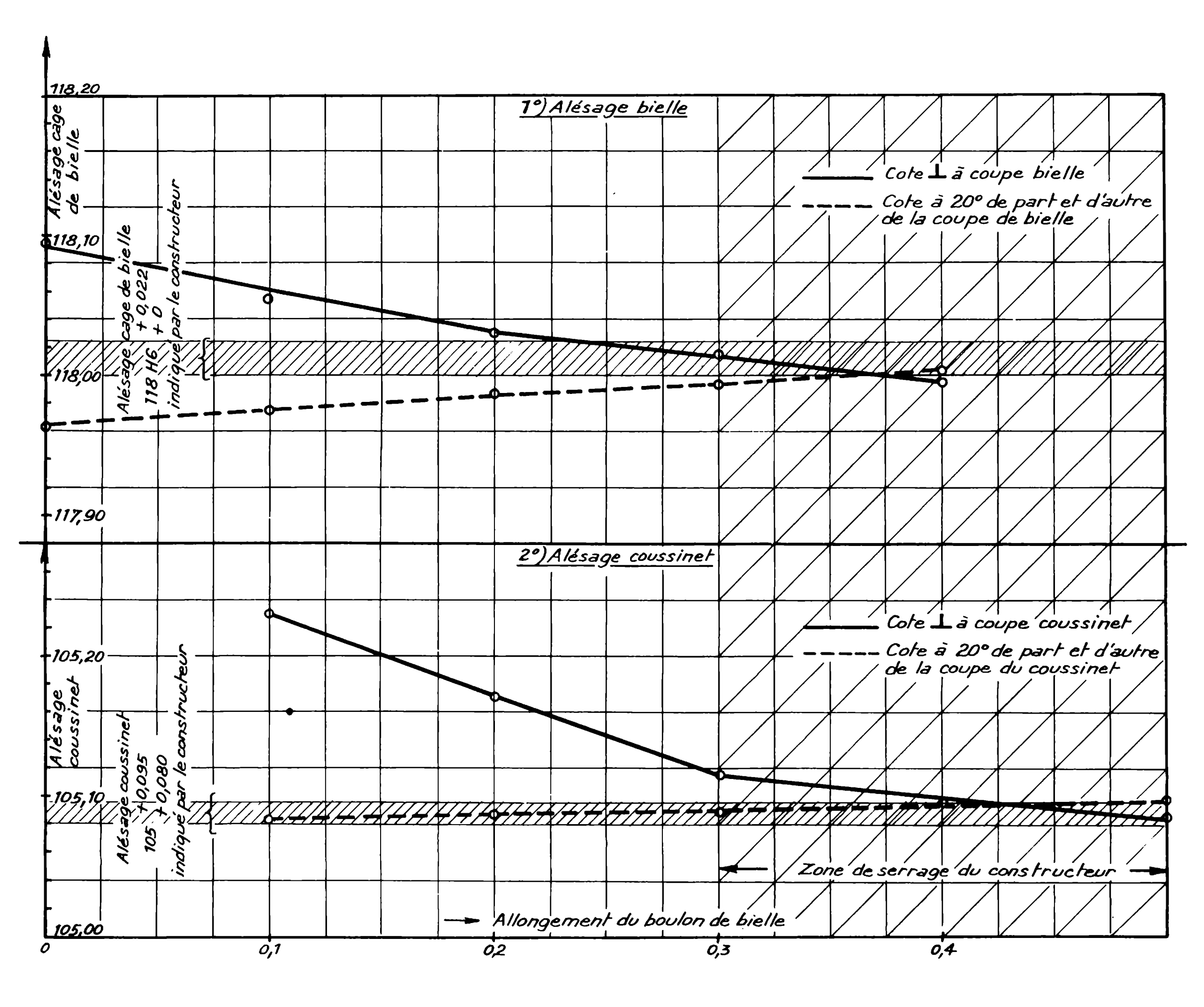


Fig. XI. 9 c. - Moteur B. Déformation de la tête de bielle en fonction du serrage.

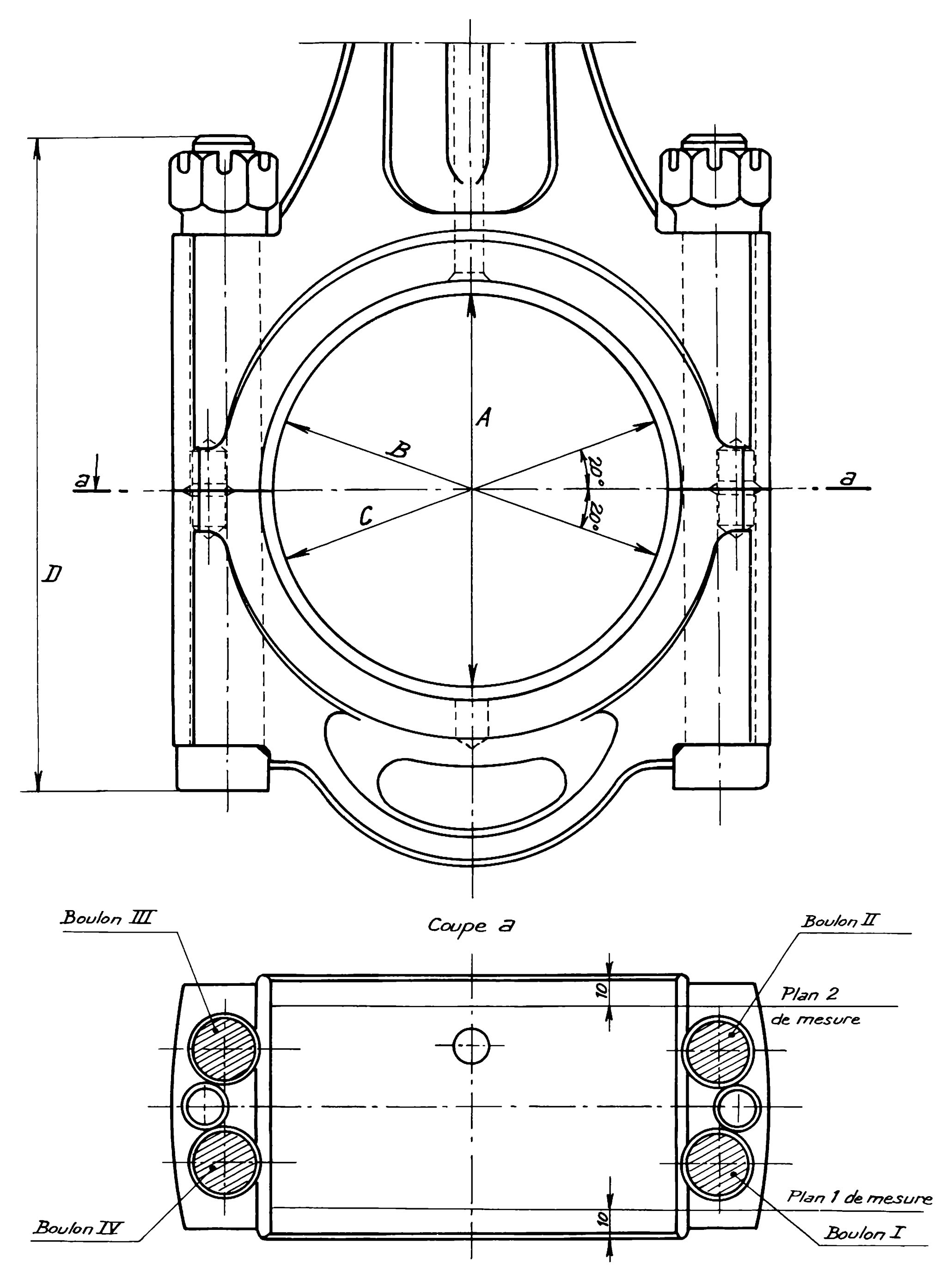


Fig. XI. 10 a. - Moteur C. Essais de déformation de tête de bielle. Bielle avec coussinet.

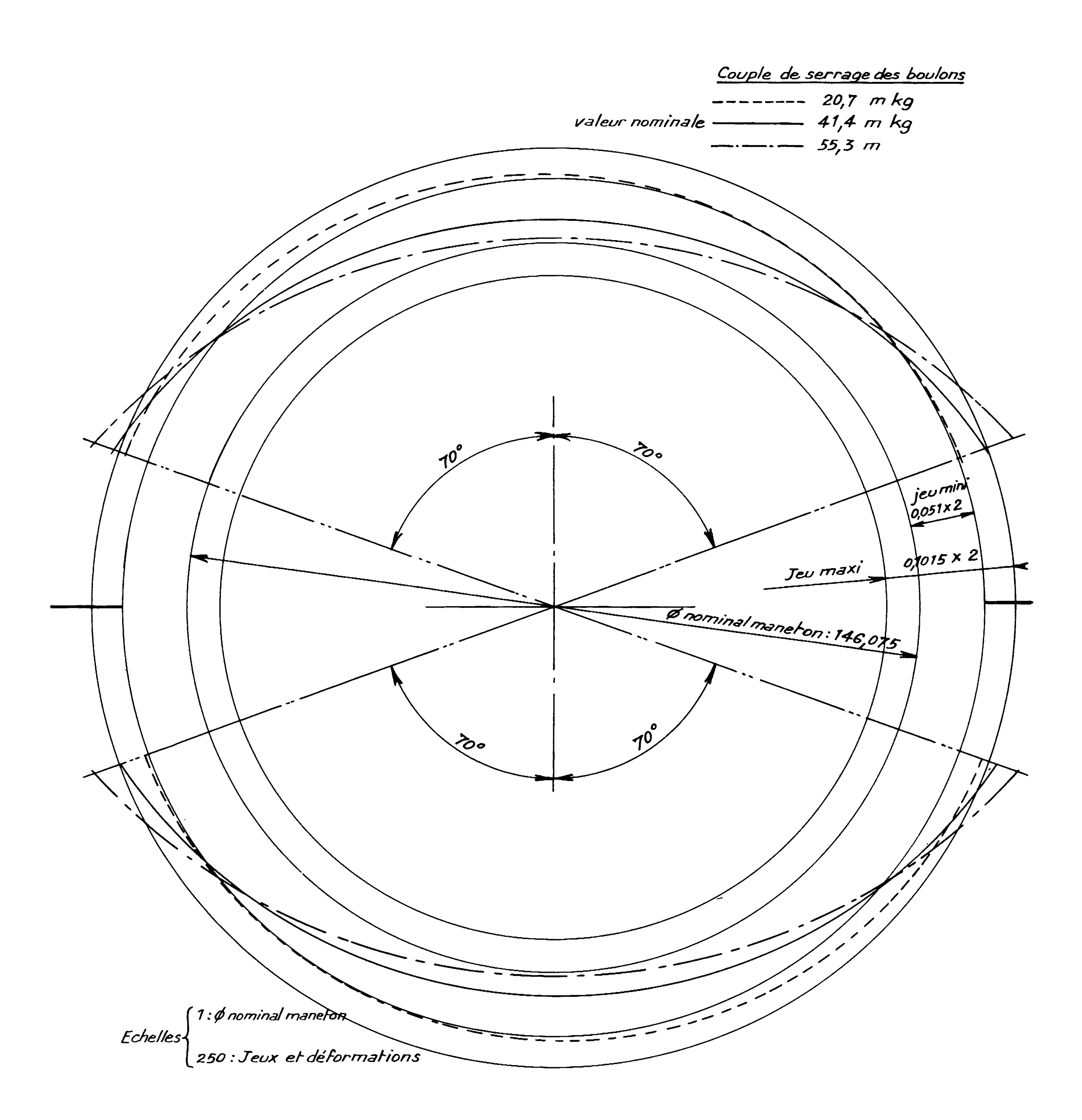


Fig. XI. 10 b. - Moteur C. Déformation d'une tête de bielle avec le serrage.

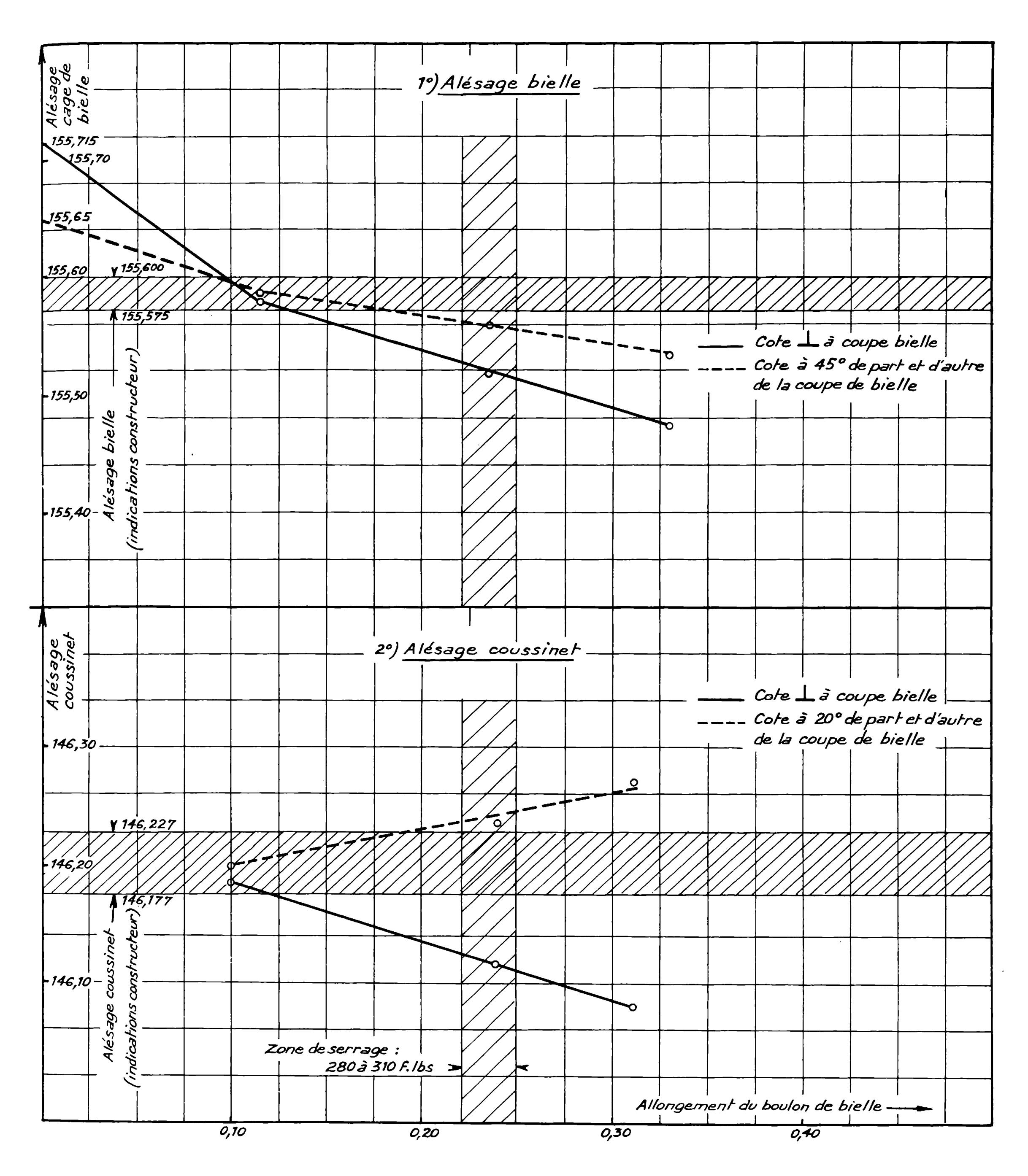


Fig. XI. 10 c. - Moteur C. Essais de déformation de tête de bielle renforcée en fonction du serrage.



Fig. XI. 10 d. - Moteur C. Avarie due au dessin incorrect de la tête de bielle.

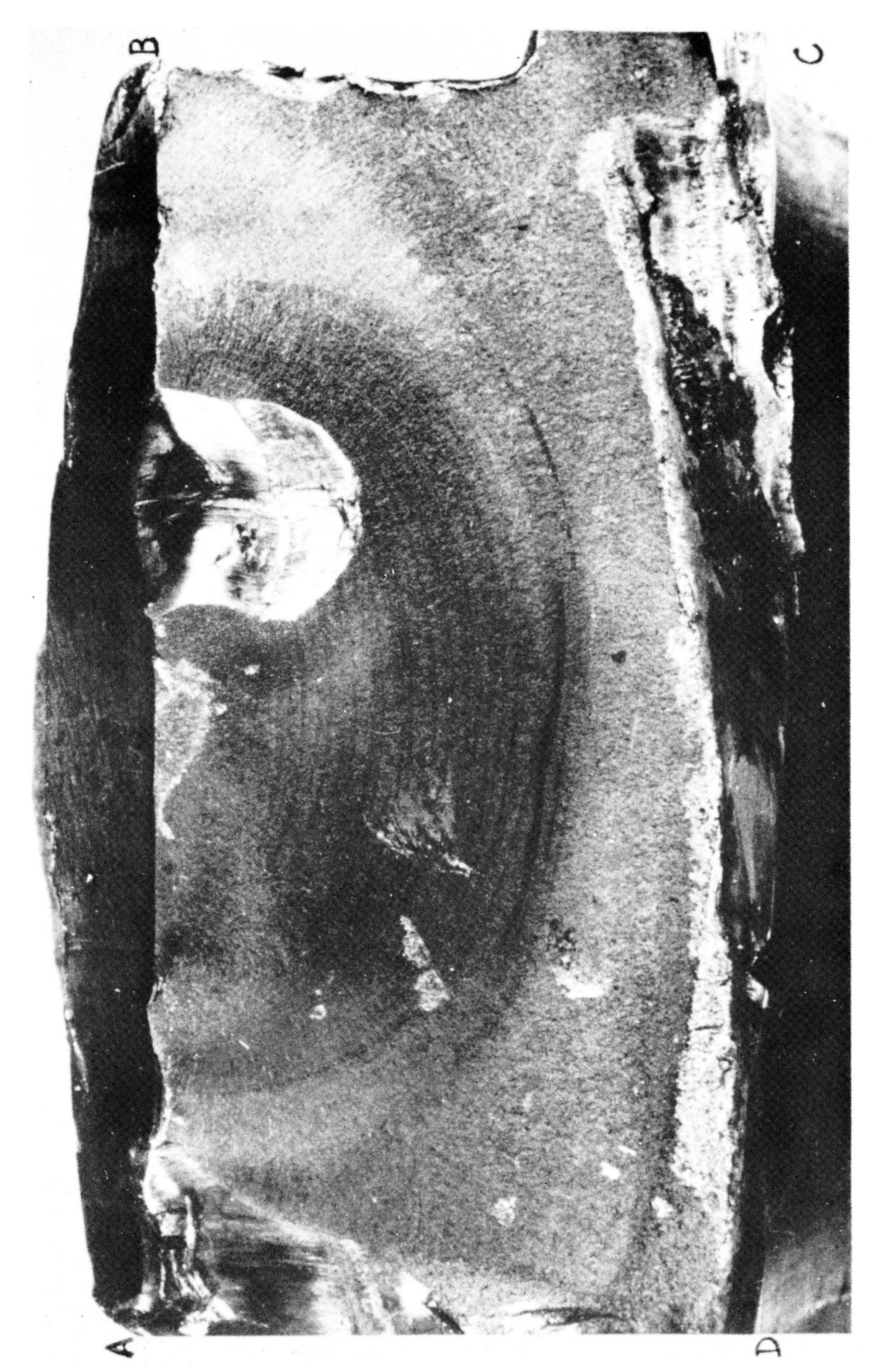


Fig. XI.10 e. - Moteur C. Vue de la rupture A B C D.
Noter la rupture par fatigue.

Echelle : 1/3

Fig. XI. 11 a. - Bielle maîtresse avec chapeau.

(Document M.G.O.)

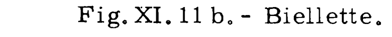


Fig. XI. 11 b. - Biellette.

(Document M.G.O.)

Biellette
Douille de tête de biellette
Bouchon d'axe
Circlips
Axe de tête de biellette
Bielle

Fig. XI. 11 c. - Articulation de biellette (détails).

(Document M.G.O.)



Fig. XI. 11 d. - Ensemble bielle-biellette.

(Document M.G.O.)

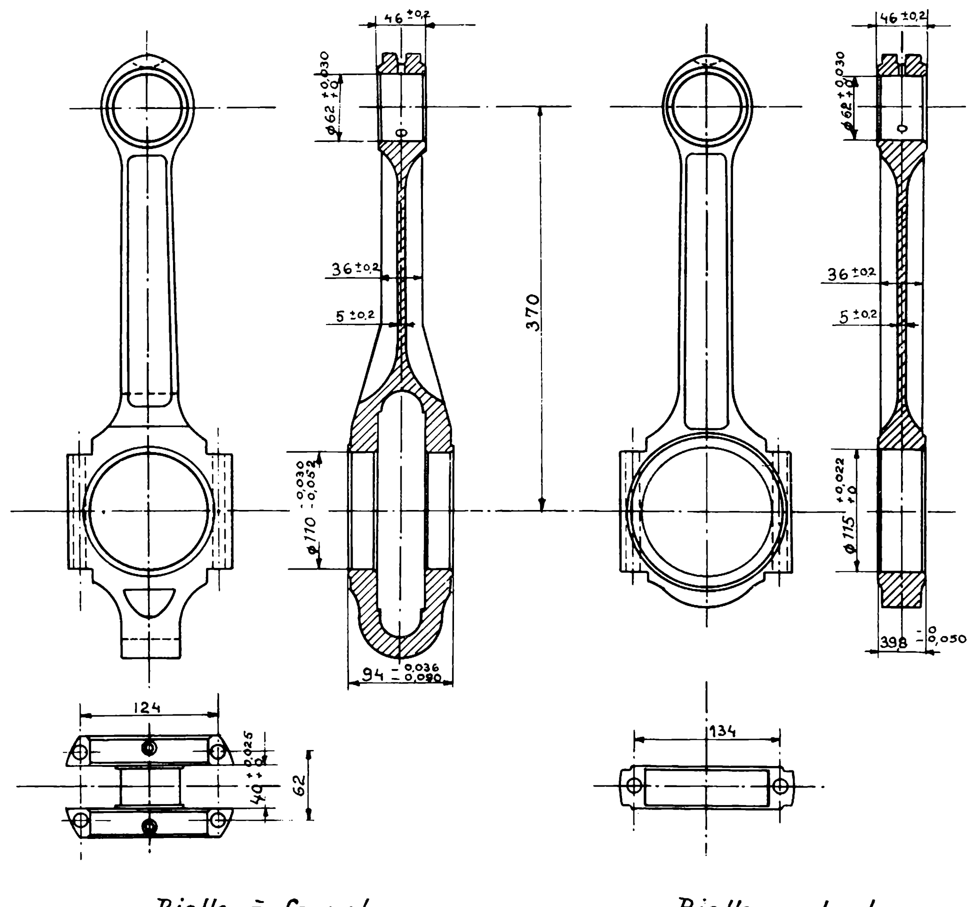


Fig. XI. 12 a. - Embiellage à fourche.

(Document Saurer)

Nota : Les valeurs des alésages des têtes de bielles à fourche indiquées sur cette figure sont les valeurs mesurées dans les conditions de l'usinage, c'est-à-dire avec un allongement des boulons de bielles de 0, 1 mm.

Les boulons devront être libres dans le chapeau et la bielle ; si l'on décide, néanmoins, qu'ils serviront au centrage du chapeau, leur diamètre sera plus gros au droit de la coupe. Le centrage doit, de préférence, être assuré par téton.

Les boulons seront choisis dans les aciers laminés (exclure l'étiré) de nuances suivantes :
- Soit acier au Ni-Cr trempant demi-dur traité pour $R = 90 \pm 5 \, kg/mm^2$
- Soit acier au Ni-Cr-Mo trempant dur traité pour $R = 105 \pm 5 \, kg/mm^2$.

Ils seront entièrement usinés, polis, sans aucun trait d'outil. Les têtes seront refoulées à chaud (électroforgeage) ou, à défaut, décolletées.

Etant donné que les têtes de bielle sont fréquemment démontées en dehors de l'atelier de construction, il importe que, lors du remontage, l'écrou soit replacé dans la position initiale. On devra penser au moyen de permettre l'obtention de cette condition essentielle :
- Valeur d'un couple à donner à la clef dynamométrique,
- Ou mieux, valeur de l'angle de serrage à partir du contact,
- Ou mieux encore, allongement du boulon mesuré au calibre.

Cette dernière solution est chère.

BIELLES DE MOTEURS EN V

Trois dispositions ayant chacune partisans et adversaires peuvent être adoptées :

a) Bielle + biellette (fig.XI.11)
b) Bielle à fourche (fig.XI.12)
c) Bielles accolées.

a) La solution bielle + biellette (Renault, M.G.O., Enterprise...), robuste, adopte, pour la détermination tant de la tête de bielle que du coussinet, les dispositions classiques des bielles des moteurs en ligne. Mais elle n'est acceptable que si les dispositions sont prises pour permettre le retrait de l'embiellage par l'alésage.

Elle conduit à un moteur court.

Elle est satisfaisante si l'axe de tête de biellette est suffisamment dimensionné et lubrifié.

b) La solution bielle à fourche est assez répandue (Saurer, General Motors, Paxman, Maybach, ...). Mais elle conduit à une bielle à fourche assez ouvragée dont la rigidité, parfois difficile à réaliser, peut être améliorée par liaison des deux chapeaux au moyen d'un pont.



Fig. XI. 12 b. - Embiellage à fourche.

(Document Maybach)

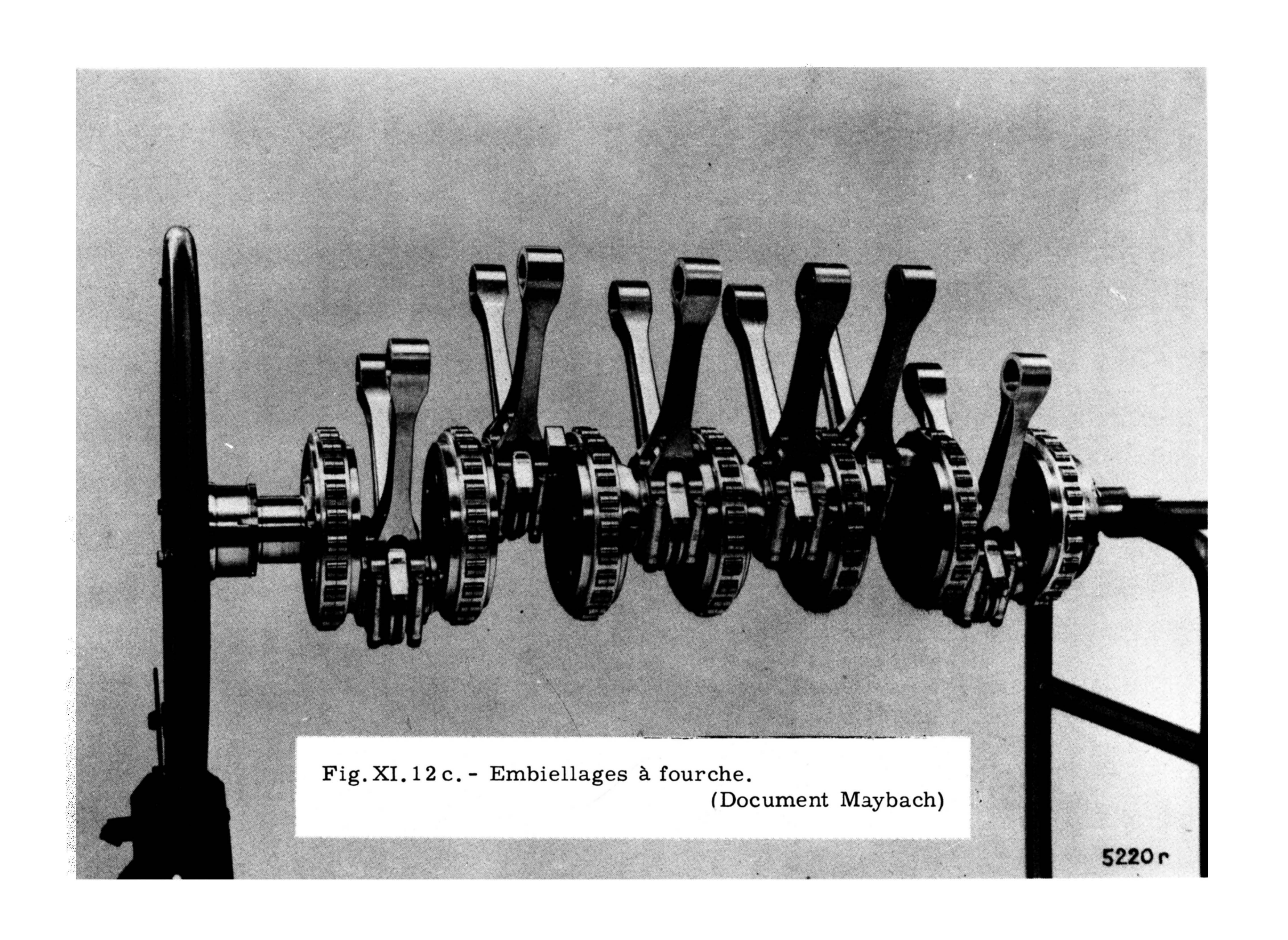


Fig. XI. 12 c. - Embiellages à fourche.
(Document Maybach)

La bielle centrale tourillonne autour du coussinet serré dans la bielle à fourche.

Si tentant que puisse être, dans ce cas, l'emploi d'un coussinet bronze, on devra repousser cette solution de facilité.

La bielle à fourche conduit, toutes choses égales par ailleurs, à un moteur un peu plus long que la solution bielle-biellette. Aussi certains constructeurs ont-ils adopté un vilebrequin dont les flasques circulaires sont montés sur rouleaux (Saurer, Maybach), ce qui offre l'avantage supplémentaire de réduire l'importance des masses tournantes qui avaient été accrues par l'utilisation des bielles à fourche.

c) La solution à bielles accolées est également très répandue (ALCO, MAN, Mirrless, S.G.C.M., Poyaud, Baudoin ...). Robuste, simple, bon marché, elle allonge malheureusement le maneton (parfois exagérément) et le moteur.

Cette solution est particulièrement intéressante lorsque des moteurs en ligne de même caractéristique sont fabriqués par le même constructeur, car elle permet d'en adopter les bielles (sous réserve toutefois que leur largeur soit assez faible pour que la longueur du maneton ne soit pas exagérément augmentée).

Cette solution est la moins chère des trois (environ 60 % du prix de la solution a) et 40 % du prix de la solution b).

Le comportement des trois types est satisfaisant en service, sous réserve évidemment que le calcul et la fabrication en aient été corrects.

EXEMPLES D'ETUDES D'AJUSTEMENT DE L'ARTICULATION PISTON - BIELLE

On choisit généralement la tolérance h 6 recommandée par la norme R 112-02.

1. L'assemblage de l'axe avec la bielle est du type tournant oscillant, ce qui, avec le système à arbre normal, demande un alésage compris entre F 7 et E 7. Toutefois, la douille étant emmanchée complètement finie dans la bielle, il est indispensable de calculer sa cote avant emmanchement pour obtenir, après emmanchement et sans usinage, un jeu mini au moins égal au mini de F 7.

L'écart entre le jeu maxi et le jeu mini, qui devra être aussi faible que possible, dépendra de la précision de chacun des usinages :

- Alésage de la bague,
- Diamètre extérieur de la bague,
- Alésage du pied de bielle,

dont chacun doit rester compatible avec un prix de revient acceptable.

L'écart final entre le jeu maxi et le jeu mini est la somme des écarts de quatre tolérances.

Pour un même mini, le maxi serait donc, si, pour chacun des usinages, l'on ne dépasse pas la qualité 6 normalement usinable, beaucoup plus élevé.

Toutefois, étant donné que la valeur du jeu dépend de quatre tolérances, la probabilité pour que ce jeu ait des valeurs extrêmes est beaucoup plus faible que dans le cas où il ne dépend que de deux.

Soit un axe de piston de ⌀ 45, axe équipant un moteur à refroidissement par air de 120 millimètres d'alésage tournant à 2 200 tours par minute.

Cet axe de piston est usiné à $45\ h\ 6 = 45 \begin{cases} -\ 0,000 \\ -\ 0,016 \end{cases}$

La qualité maxi acceptable pour la bague (qualité 6) donne également un écart de 16 microns.

Le diamètre extérieur de la bague est $52\ p\ 6 = 52 \begin{cases} +\ 0,051 \\ +\ 0,032 \end{cases}$ et l'alésage du pied de bielle $52\ H\ 6 = 52 \begin{cases} +\ 0,019 \\ +\ 0,000 \end{cases}$, ce qui conduit à un serrage compris entre :

maxi 0,051
mini 0,013

Le calcul établit et l'expérience confirme que la dilatation du pied de bielle à l'emmanchement de la bague est de l'ordre de 10 % du serrage ; 90 % du serrage se retrouve donc en contraction sur la bague.

Le jeu mini entre bague et axe avec h 6 F 7 serait de 0,030. Avec h 6 E 7 il serait de 0,050. On peut le choisir à 0,035 ce qui, compte tenu de la contraction de la bague égale à 90 % du serrage maxi (0,051), donne une cote avant emmanchement de 45,035 + 0,045 = 45,080.

Si l'on suppose un usinage de la qualité 6, ce qui est un maximum pour une production normale de série, on obtient un maximum avant emmanchement de :

$$45,080 + 0,016 = 45,096$$

La cote maxi de l'alésage de la bague après emmanchement, en supposant le serrage mini (0, 013 x 0, 9), pourra donc être :

$$45,096 - 0,012 = 45,084$$

Comme on le voit, cette valeur est beaucoup plus élevée que le maxi de 45 E 7 qui serait 45, 075.

L'écart entre le mini 45, 035 adopté et le maxi possible 45, 084 est de l'ordre de celui de la qualité 9. Mais nous rappelons que la probabilité pour que les valeurs extrêmes soient atteintes est beaucoup plus faible que si l'écart ne dépendait que d'une seule cote.

2. L'assemblage de l'axe avec le piston est également du type tournant oscillant.

Considérons le cas d'un axe de 82 équipant un moteur suralimenté de 220 mm d'alésage tournant à 900 tours par minute dont les pressions maximales de combustion ne dépassent pas 85 kg/cm^2.

Pour déterminer la cote de l'alésage du piston, il faut tenir compte de ce que le piston en alliage d'aluminium se dilate beaucoup plus que l'axe en acier.

a) Pour que le serrage à froid ne soit pas trop important il faut, l'axe étant usiné à 82 g 6 $\begin{pmatrix} -0,012 \\ -0,034 \end{pmatrix}$, que le piston soit usiné à 82 K 6 $\begin{pmatrix} +0,004 \\ -0,018 \end{pmatrix}$.

Ceci conduit à froid à un assemblage incertain :
Serrage maximal 81, 988 - 81, 982 = 0, 006
Jeu maximal 82, 004 - 81, 966 = 0, 038.
A chaud, l'axe porté à 110° se dilate de :

$$82 \times 11,5 \times 10^{-6} \times 90° = 0,084$$

et son diamètre est entre 82, 050 et 82, 072.
Les bossages des pistons étant portés à 150°, l'alésage se dilate de :

$$82 \times 21 \times 10^{-6} \times 130 = 0,224$$

Le jeu à chaud sera donc compris entre 82, 228 - 82, 050 = 0, 178
et 82, 206 - 82, 072 = 0, 134.

b) Si l'on avait voulu que le jeu à chaud ne soit pas supérieur à

0,150 il aurait fallu usiner l'alésage à 82 P 6$\begin{pmatrix} -0,030 \\ -0,052 \end{pmatrix}$mais dans ces conditions l'assemblage à froid aurait été compris entre un serrage de 0,040 et un jeu de 0,004, ce qui est inacceptable. En effet les pistons équipant les premiers moteurs du type considéré étaient l'objet de fissures partant systématiquement de l'alésage des axes; ces axes étaient usinés à 82 n 6$\begin{pmatrix} +0,045 \\ +0,023 \end{pmatrix}$, l'alésage étant usiné à 82 $^{+0,01}_{-0}$, c'est-à-dire qu'ils avaient un serrage à froid compris entre 0,013 et 0,045. La solution adoptée par la suite a été un assemblage 82 g 6/J 6 qui conduit à un jeu à froid compris entre 0,006 et 0,050 et à un jeu à chaud entre 0,146 et 0,190. Le comportement de nombreux moteurs ainsi équipés s'avère exempt de toute critique en ce qui concerne cet assemblage après plusieurs dizaines de milliers d'heures de service.

c) On pourrait limiter l'importance des écarts en apairant les pistons et les axes pour obtenir à froid un jeu compris entre 0,015 et 0,025 dans la solution g6/K6. Cet apairage est relativement facile à réaliser et assurément beaucoup moins onéreux que l'adoption d'usinages de la qualité 5.

3. Etats de surface. L'articulation autour de l'axe de piston étant un assemblage oscillant travaille dans des conditions de graissage difficiles d'autant plus que l'huile qui le lubrifie est à une température relativement élevée, donc à une viscosité basse.

L'axe, du fait de son assemblage dans le piston, doit avoir un état de surface aussi bon que possible. L'axe étant une pièce de forme géométrique simple, il est possible et même courant de réaliser des états de surface de l'ordre de 1,5 ru. C'est la pièce du moteur la plus soignée à ce point de vue.

Les alésages de la bague de pied de bielle et du piston plus difficiles à réaliser le sont généralement par diamantage aux environs de 10 rus.

Pour l'alésage du pied de bielle et l'extérieur de la bague, on peut exiger normalement 30 à 35 rus.

BIBLIOGRAPHIE

ROBINSON. Assemblage de pistons Diesel. Diesel Engineers and Users Association. 5 268, 19 novembre 1959.

Comment un axe de piston doit être ajusté. American Automobile, décembre 1954, traduction U.T.A.C. 55-107.

BLOUNT. Facteurs dimensionnels influençant la résistance à la fatigue des coussinets de têtes de bielles. I.M.E., 16 février 1961.

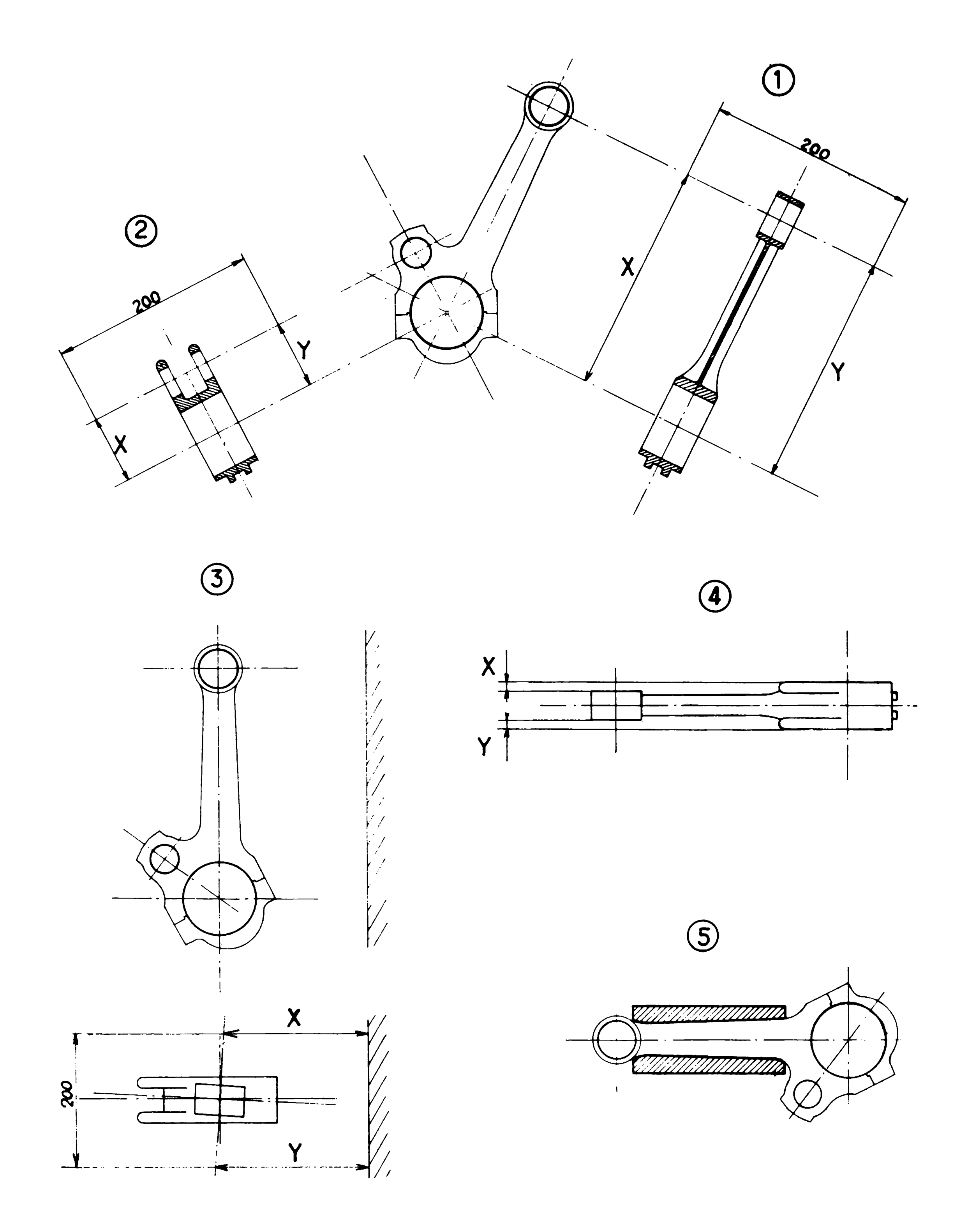
BRUN. Du piston et de son axe (Miscellannées I). Journal de la S.I.A. Octobre 1959.

PULLMANN et HUGHES. Influence de la suralimentation sur la conception des organes principaux. 2. (3). Bielle et assemblage de tête de bielle. Communication A6 au Colloque 1959 du CIMAC.

Annexe au chapitre XI

TOLERANCES DE DEGAUCHISSAGE D'UN ASSEMBLAGE BIELLE + BIELLETTE

(Document S.N.C.F.)



 R. BRUN - 6 300/2

1. <u>Flambage</u>. - Détermination de l'écart de parallélisme des axes dans le plan des axes de tête et de pied de bielle.

On doit avoir : X = Y ± 0,05 sur 200 mm.

2. <u>Flambage</u>. - Détermination de l'écart de parallélisme des axes dans le plan des axes de tête de bielle et de tête de biellette.

On doit avoir : X = Y ± 0,05 sur 200 mm.

3. <u>Vrillage</u>. - Détermination de la déformation du plan des axes de tête et de pied de bielle.

On doit avoir : X = Y ± 0,1 sur 200 mm.

4. <u>Déport</u>. - Détermination du déport des faces des logements de tête et de pied.

On doit avoir : X = Y ± 0,5.

5. <u>Flexion</u>. - Détermination de la déformation dans le plan de symétrie perpendiculaire aux axes de tête et de pied.

Toute bielle doit pénétrer dans un calibre spécial dont l'intérieur est au profil d'une bielle exécutée aux tolérances maxi du plan.

<u>Nota</u>. - Les vérifications 1, 2 et 3 seront effectuées avec coussinets de tête enlevés.

Les vérifications 1 et 3 seront effectuées :

En RIM (150 000 km) avec bagues de pied de bielle en place ;
En RGM (300 000 km) après retrait des bagues de pied de bielle.

Chapitre XII

LE VILEBREQUIN

Un vilebrequin est essentiellement (fig. XII.1) :

1. Une poutre reposant sur (n + 1) ou (n/2 + 1) appuis et travaillant à la flexion ;
2. Un arbre coudé
   Travaillant à la torsion sous l'effet du couple moteur
   Qui, soumis à des efforts cycliquement variables en intensité et en direction, est le siège de vibrations lorsque, à certaines vitesses de rotation, le rythme de ces efforts provoque des phénomènes de résonance ; ceux-ci peuvent être générateurs de vibrations d'amplitude de nature à compromettre la résistance du vilebrequin.

En conséquence, deux caractéristiques fondamentales du matériau utilisé présentent une importance déterminante :

a) Le module d'élasticité qui conditionne le dimensionnement du vilebrequin ;

b) La limite d'endurance à la fatigue qui conditionne le comportement en service.

Les valeurs à adopter pour cette limite dépendent tant de la qualité du matériau utilisé que de la forme du vilebrequin. On sait que les aciers alliés à haute résistance sont beaucoup plus sensibles aux effets d'entaille que les aciers ordinaires : il y a intérêt à utiliser un matériau aussi ductile que possible mis en forme avec beaucoup de circonspection.

En tant que poutre, le vilebrequin reçoit en chacun de ses manetons des efforts normaux à son axe, efforts se répartissant sur les deux appuis adjacents A et B en raison inverse des distances séparant la force et les appuis, distances qui ne sont inégales que dans le cas des moteurs en V à bielles accolées. Les valeurs maximales des réactions $\vec{R}_A = \vec{F}\, \ell_B / \ell_A + \ell_B$ et $\vec{R}_B = \vec{F}\, \ell_A / \ell_A + \ell_B$ sont déterminées par les efforts nés de la combustion, sauf dans le cas d'un palier dont

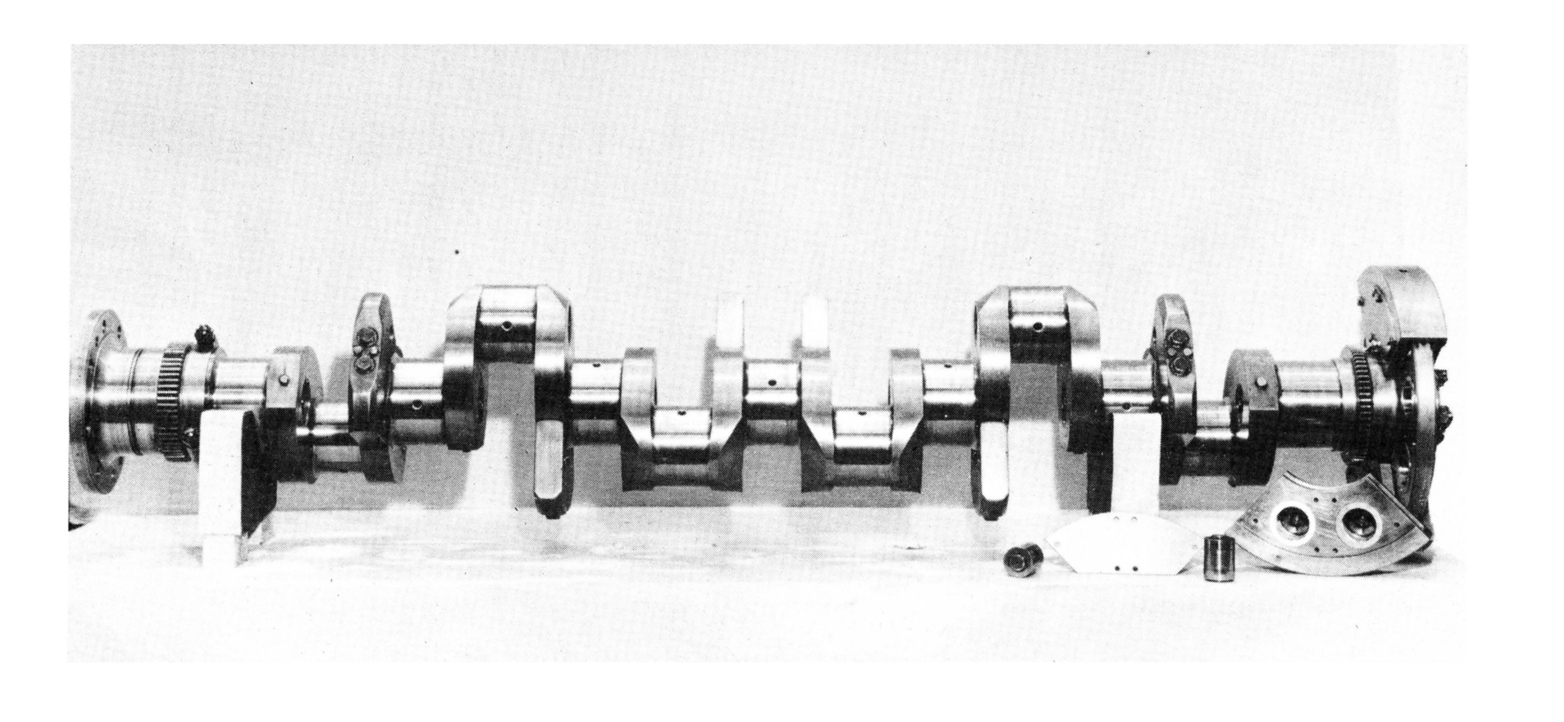


Fig. XII. 1. a. - Vilebrequin de moteur 6 cylindres en ligne (220 x 290. 900 tr/mn) (avec amortisseur de vibration et contrepoids).

$d_{maneton} = 148 {}^{-0,03}_{-0,06}$ $d_{tourillon} = 165 {}^{-0,03}_{-0,05}$

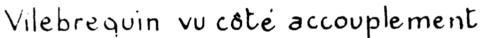
Jeux de montage $\begin{cases} \text{diamétral (tous paliers)} = 0,10 \text{ à } 0,15 \\ \text{latéral (palier de butée)} = 0,036 \text{ à } 0,106. \end{cases}$

(Document CCM - SULZER)

Tourillon n° 1 (Butée)
Tourillon n° 4
Maneton n° 6
Tourillon n° 7

ϕ 338 ± 0,018
ϕ 240
ϕ 202
ϕ 170
ϕ 80
ϕ 165 −0,030 −0,050
ϕ 165 −0,030 −0,050
ϕ 148 −0,030 −0,060
ϕ 74 −0,2
ϕ 70
ϕ A
ϕ 70
ϕ 150
ϕ 148

5 | 93,5 | 196,5 | 108 ± 0,2 | 330 ± 0,2 | 108 | 55 | 112 | 55 | 119 | 43 | 119
660 ± 0,2
227
1226 ± 0,2
1163
2502



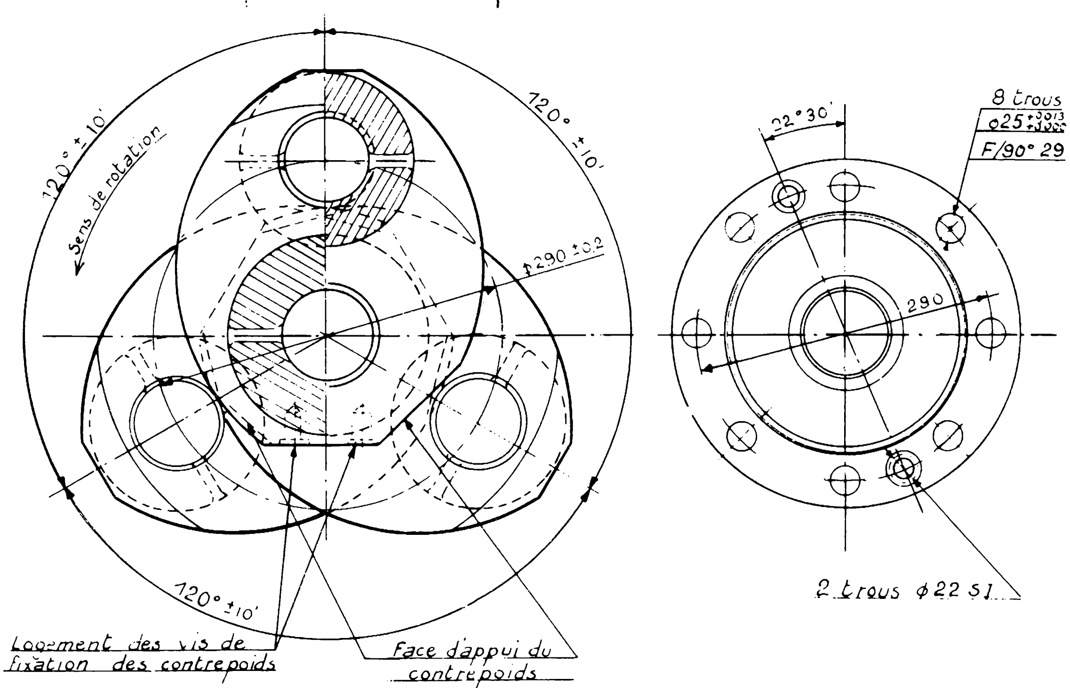
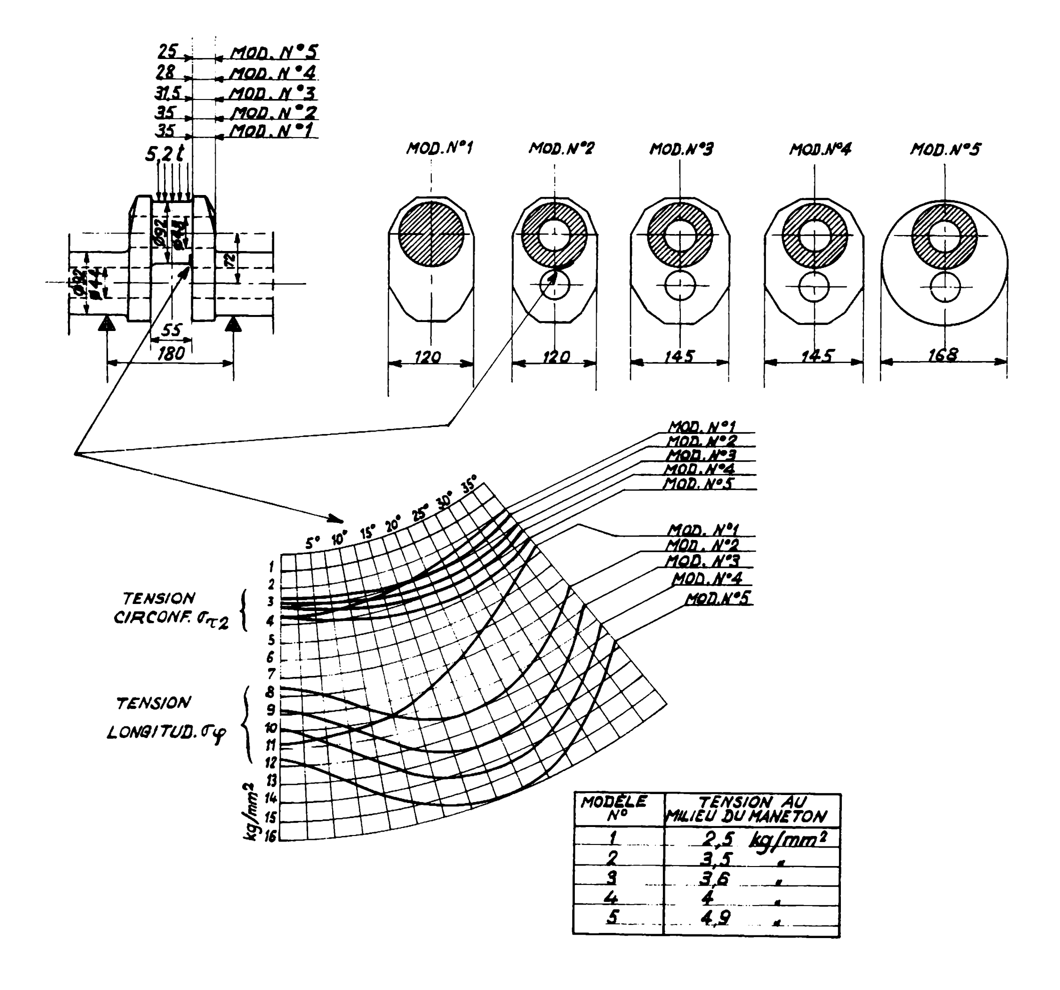


Fig. XII. 1 b. - Détails (poids du vilebrequin nu : 500 kg).



MODÈLE N°	TENSION AU MILIEU DU MANETON
1	2,5 kg/mm²
2	3,5 "
3	3,6 "
4	4 "
5	4,9 "

On remarque que :

- le forage des manetons (modèle 2 par rapport à modèle 1) écarte le plan radial des contraintes maxi du plan des efforts maxi dus à la combustion
- l'augmentation de la profondeur du flasque au détriment de son épaisseur accroît très rapidement les contraintes de flexion.

Noter par ailleurs que les contraintes de torsion produites dans le raccordement maneton-flasque sont maxi dans un plan situé à 30 ou 40° en avant du plan de symétrie (dans le sens de la torsion).

Fig. XII. 2. - Essais extensométriques sur des manetons de manivelles de formes différentes (Simonetti - Congrès CIMAC 1951).

les deux manetons adjacents sont dans le même plan. Les dites réactions dues à la combustion conduisent à des pressions moyennes sur paliers qui ne posent aucun problème de tenue de film d'huile du fait des dimensions qu'il faut donner aux tourillons pour transmettre le couple moteur.

Mais, sous l'effet du moment fléchissant $\mathcal{M}_f = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_c \cdot \frac{\ell_A \ell_B}{\ell_A + \ell_B}$, la poutre subit :

a) Des contraintes d'extension qui deviennent maximales aux congés intérieurs entre maneton et flasques, points où se produit une concentration de contraintes que l'on ne peut prétendre calculer.

Certains théoriciens se sont évertués à promouvoir des méthodes destinées à calculer les contraintes moyennes et à permettre les déterminations a priori des dimensions des vilebrequins. Outre que ces méthodes, plus ou moins élaborées, sont loin d'être parfaites au point de vue mécanique car elles s'appliquent à une poutre complexe et hyperstatique, elles sont par ailleurs fondamentalement incapables de rendre compte de la réalité des contraintes. Elles ne peuvent avoir que la prétention d'apaiser, dans une certaine mesure, la conscience professionnelle du technicien et de dégager sa responsabilité à l'égard de l'ingénieur, lequel a toujours intérêt à recourir à des modèles et à des essais sur maquettes pour estimer la répartition des contraintes.

b) Des déformations qui risquent de mettre en cause la pérennité du film d'huile dans les parties semi-encastrées dans des coussinets. Ces déformations peuvent - et doivent - être estimées par le calcul.

En tant qu'arbre le vilebrequin est soumis à torsion ; du fait de sa forme et du mode d'application du couple de torsion les contraintes tangentielles ainsi créées ne peuvent être déterminées par le calcul.

°°°

A.- LES PROBLEMES DE FATIGUE

La forme et les fonctions d'un vilebrequin exigent que, toutes choses égales par ailleurs, le matériau utilisé soit d'autant plus soigné et les contraintes admises d'autant plus faibles que les dimensions en sont plus importantes.

Rappelons que, si la limite élastique et la charge de rupture peuvent être considérées comme des caractéristiques de l'ensemble d'une pièce, la limite d'endurance à la fatigue est celle du point où la résultante des contraintes nominales de l'ensemble, d'une part, et des concentrations de contraintes internes, d'autre part, est la plus élevée.

On sait que la dimension d'une pièce influe sérieusement sur la limite d'endurance à la fatigue (voir chapitre IX, pp. 47 et 64). Par surcroît les contraintes nées de la flexion et de la torsion présentent, de la périphérie vers l'intérieur de la pièce, un gradient de variation d'autant plus élevé que la pièce est plus petite ; plus grand est ce gradient, plus facilement se distribueront dans le sein de la pièce les hautes contraintes superficielles. A cet effet d'échelle vient s'ajouter le phénomène de la variation de structure du matériau, tant dans l'ensemble qu'autour du point considéré, provoqué par les variations d'effets de traitement thermique inhérentes à l'effet de masse. Aussi, au total, les contraintes limites supportables par un vilebrequin sont au moins aussi influencées par la forme de celui-ci que par le choix du matériau et par son état original, et ce d'autant plus que R_e/R est plus élevé.

Plus encore que toute autre pièce la réalisation d'un vilebrequin ne peut être que le fruit d'une coopération totale entre le projeteur, le métallurgiste et l'usineur.

Les rapports $\frac{\text{limite d'endurance à la fatigue}}{\text{charge de rupture}}$ qu'il est recommandé de ne pas dépasser, pour le moins pour les vilebrequins non traités, sont les suivants :

	En acier	En fonte
a) Manetons et tourillons pleins	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{9}$
b) Manetons et tourillons forés	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$

Les vilebrequins du premier type sont, à dimensions égales, évidemment moins chers que les seconds ; mais ils sont l'objet de dangereuses concentrations d'efforts aux jonctions avec les flasques du fait de la mauvaise distribution des forces au sein de ceux-ci. On peut améliorer la solution b) en prévoyant des manetons et tourillons forés en tonneau : cette solution, évidemment plus coûteuse, employée surtout en fait dans le cas des vilebrequins en fonte coulée, permet

Fig. XII. 3. - Manivelle.

pratiquement de doubler les contraintes de fatigue de la solution a) et d'adopter des rapports égaux respectivement à 1/6 et 1/5 (fig. XII.2).

Ces valeurs s'appliquent tant aux fatigues de flexion qu'aux fatigues de torsion ; alors que les premières conduisent généralement à des concentrations de contraintes dans les flasques, les secondes font sentir leurs effets dans les manetons et tourillons.

Efforts et contraintes de flexion dans une manivelle

L'effort fléchissant (P combustion . $\pi D^2/4$) se transmet également de part et d'autre des manetons, chacun de ceux-ci se trouvant entre deux paliers ; l'appui du moment fléchissant est au milieu du tourillon (fig. XII. 3).

La contrainte qui en résulte dans le plan médian du flasque est :

$$\frac{\text{moment fléchissant}}{\text{module d'inertie}} = \frac{1}{2} \frac{P_c \frac{\pi D^2}{4} \frac{\ell_t + b}{2}}{\frac{ab^3}{12} : \frac{b}{2}}$$

ℓ_t étant la longueur du tourillon

a étant la profondeur transversale du flasque

b étant la largeur axiale (ou épaisseur) du flasque

$$= \frac{3}{8} \frac{P_c \pi D^2 (\ell_t + b)}{ab^2}$$

Efforts et contraintes de torsion

S'il est possible de déterminer, théoriquement, les contraintes de flexion produites dans une manivelle, ensemble d'amplitude limitée et géométriquement assez simple, il est par contre illusoire de chercher à calculer les contraintes de torsion produites en l'un des points du vilebrequin, du fait, principalement, que le point d'application de ces efforts de torsion se situe à l'une des extrémités de cet ensemble long et complexe. Par surcroît, et de ce fait même, ces efforts de torsion qui sont variables et qui se reproduisent cycliquement - à chaque tour s'il s'agit d'un moteur 2 temps, tous les deux tours si c'est un 4 temps - se composent à chaque instant avec des couples de torsion interne nés des vibrations de torsion. S'il existe également des vibrations de flexion, celles-ci n'atteignent pas, en général, des

amplitudes critiques, limitées qu'elles sont par la présence de nœuds au droit des paliers.

B. - VIBRATIONS AU SEIN D'UN VILEBREQUIN

Si nous serrons dans un étau une règle en acier et que nous l'écartions de sa position d'équilibre, nous créons dans la règle des contraintes internes dont la somme est égale à la quantité d'énergie développée lors du déplacement. Cette règle élastique, si nous la libérons, revient vers sa position de repos ; durant ce retour l'énergie potentielle interne se dissipe en énergie cinétique et en frottements internes. A la position correspondant au repos initial, l'énergie cinétique conférée à la règle entraîne celle-ci au-delà puis cette énergie cinétique se transforme à son tour en frottements internes et en énergie potentielle. La règle prend finalement un mouvement oscillatoire d'amplitude décroissante se poursuivant aussi longtemps que la quantité d'énergie potentielle conférée initialement n'a pas été intégralement dissipée en frottements internes. Aucun effort extérieur nouveau n'agissant sur le système, celui-ci se trouve effectivement en un état de vibrations naturelles et, durant toute la durée du phénomène, la fréquence des oscillations reste constante.

Cette fréquence naturelle (ou fréquence propre), fréquence très élevée, en général de l'ordre des fréquences sonores, est proportionnelle à :

$$\sqrt{\frac{\text{module d'élasticité x moment d'inertie}}{\text{section droite x densité}}} \times \frac{1}{(\text{longueur})^2}$$

Rappelons que dans le cas du pendule libre, où l'énergie potentielle se dissipe en frottement externe, cette fréquence est proportionnelle à $\sqrt{1/\ell}$.

Chaque système vibratoire possède en propre une fréquence naturelle de vibration ; un système comportant plusieurs masses et plusieurs élasticités possède plusieurs fréquences propres ; la plus basse, qui le plus souvent est pratiquement la plus importante, porte souvent le nom de fréquence fondamentale.

Si la force d'excitation se renouvelle, de son côté, à intervalles réguliers et si la fréquence de ces impulsions est égale à l'une ou à l'autre des fréquences propres du système vibrant, chaque impulsion ajoute une quantité d'énergie maintenant le système vibrant dans un état continu de vibrations entretenues. Les amplitudes de ces vibrations

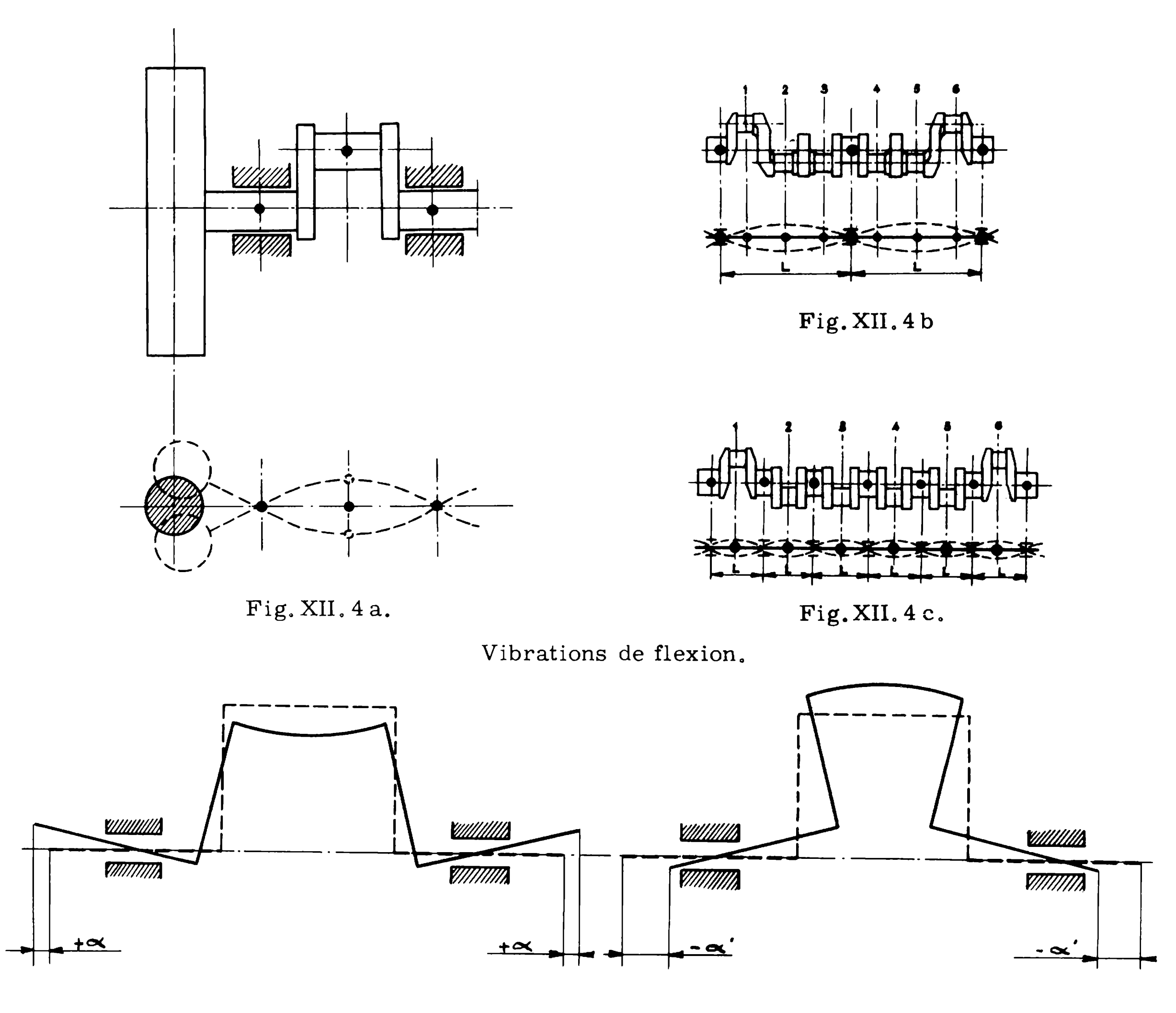


Fig. XII. 4 a.

Fig. XII. 4 b

Fig. XII. 4 c.

Vibrations de flexion.

Fig. XII. 4 d. - Vibrations axiales nées des efforts de flexion.

entretenues peuvent atteindre des valeurs considérables puisque l'énergie conférée par chaque impulsion doit être dissipée entièrement en frottements internes au cours d'une seule oscillation. On dit dans ce cas qu'il y a résonance : la résonance est la cause principale des ruptures des systèmes vibrants.

°°°

Un vilebrequin est un ensemble complexe que la répartition en son sein de masses et d'élasticités propres prédispose à vibrer à plusieurs fréquences naturelles. Par ailleurs les forces d'impulsion (combustion des gaz d'une part, forces d'inertie d'autre part) présentent des caractéristiques variables tant au point de vue grandeur qu'au point de vue fréquence. Il s'ensuit qu'un vilebrequin connaît au moins un état de résonance.

Les vibrations régnant au sein d'un vilebrequin peuvent être de trois natures.

1. - Vibrations de flexion. - Un élément de vilebrequin est assimilable à une poutre élastique reposant sur deux appuis et portant à l'extérieur de ces appuis une masse correspondant au volant (fig. XII. 4a). Tout déplacement perpendiculaire à l'axe de la poutre y provoque une vibration de flexion, identique à celle d'une corde de piano (fig.XII.4 b et c). La fréquence naturelle de vibration varie en raison inverse du carré de l'écart entre les appuis.

2. - Vibrations axiales. - Du fait des déplacements axiaux consécutifs à toute flexion, le vilebrequin vibre axialement en prenant comme appui le coussinet de butée (fig. XII. 4 d).

3. - Vibrations de torsion. - Un élément de vilebrequin est assimilable à un pendule de torsion (fig. XII. 5 a). Mais l'absence d'un point fixe équivalant au point de fixation du pendule (rôle joué dans le cas des vibrations de flexion par les coussinets de palier) fait qu'un élément de vilebrequin doit, en réalité, être assimilé à un arbre élastique de masse négligeable relié à l'une de ses extrémités à un volant représentant la masse du vilebrequin et à l'autre au volant réel dudit vilebrequin (fig. XII. 5 b).

Tout déplacement angulaire de l'un quelconque de ces deux volants provoque dans l'arbre un effort de torsion qui se transmet à l'autre volant. En cas d'impulsions régulières suffisamment rapides, l'ensemble se trouve en un état de vibration tel que les deux volants oscillent en opposition, les quantités d'énergie dues au déplacement de chaque

Fig. XII. 5 a. - Pendule de torsion.

Fig. XII. 5 b. - Vibrations de torsion.

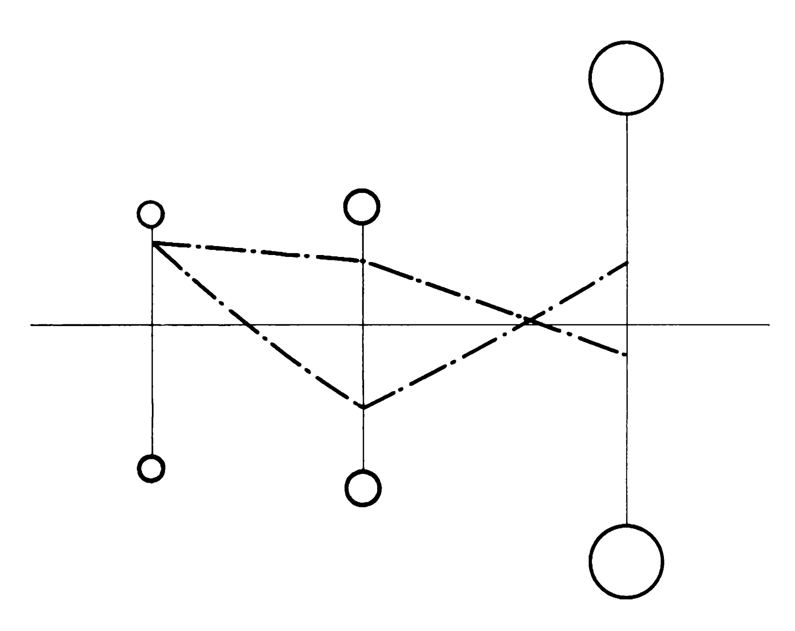


Fig. XII. 6. - Système vibrant à 3 volants et 2 arbres.

volant étant égales. L'un des points de l'arbre possède un mouvement nul ; ce nœud de vibration ne se situe au milieu de l'arbre que si les deux volants ont un même moment d'inertie. Si dans le cas des vibrations de flexion le nombre de nœuds fondamentaux est égal au nombre des paliers de vilebrequin (fig. XII.4 b et 4 c), dans le cas de vibrations de torsion par contre il n'y a qu'un seul nœud fondamental.

Un système vibrant comprenant trois volants et deux arbres vibre à deux fréquences naturelles (fig. XII.6). Un système comprenant n volants et (n - 1) arbres possède (n - 1) fréquences naturelles, chacune de celles-ci étant caractérisée par un nombre de nœuds : 1, 2, ..., n - 1.

Supposons que nous appliquions à un tel système un effort pulsatoire de torsion. Si la pulsation est de fréquence faible tout le système suit cette pulsation, les déplacements angulaires étant pratiquement égaux au déplacement initial; les torsions des arbres sont donc nulles. Si la fréquence de pulsation croît, quelques masses suivent le déplacement avec retard et les tronçons d'arbre correspondants sont en torsion. Lorsque la fréquence de pulsation devient égale à l'une des fréquences naturelles du système, celui-ci entre en résonance.

Le phénomène n'est pas modifié si, au lieu d'être stationnaire, l'axe tourne d'un mouvement continu, les oscillations torsionnelles s'ajoutant alors simplement au déplacement continu.

Toute vibration torsionnelle introduit une vibration axiale par un processus analogue à celui provoqué par la flexion et que nous exposons à l'occasion des ressorts de soupape.

Conjugaison des vibrations

Lorsque les fréquences naturelles sous flexion et axiale sont égales, d'importantes amplitudes des deux types peuvent exister ; l'interaction des impulsions fait alors varier dans le temps l'amplitude des vibrations de flexion au bénéfice de l'amplitude des vibrations axiales et réciproquement. Une interaction identique peut évidemment s'établir entre vibrations de torsion et axiale.

D'ailleurs, sous l'action du seul couple de torsion, l'ensemble de la manivelle du vilebrequin se déforme : les bras subissent à la fois une flexion dans le plan perpendiculaire à l'axe et une torsion autour d'un axe parallèle à celui-ci ; ces déformations sont toujours suffisamment faibles pour ne pas provoquer de réactions des appuis. Les manetons et tourillons subissent une torsion autour de leur axe

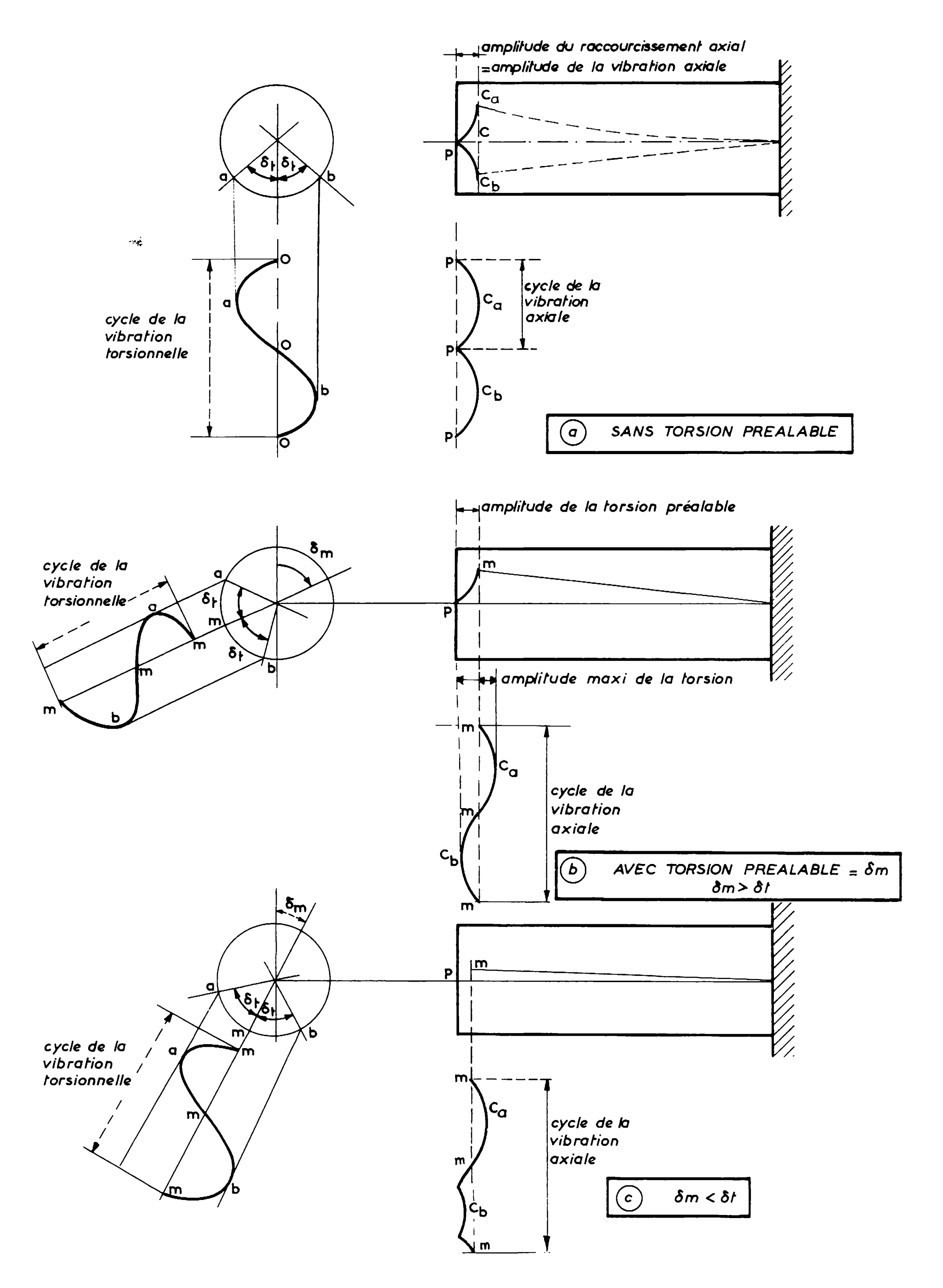


Fig. XII. 7. - Conjugaison des vibrations.

et de ce fait connaissent un raccourcissement axial qui, dans certains cas, peuvent ne pas être négligeables (fig. XII. 7 a, b et c).

En fait les trois types de vibrations sont, au total, interdépendants et un moteur alternatif excite chacun d'eux.

°°°

Dans le cas du moteur Diesel, du fait que chaque manivelle comporte deux paliers, les vibrations de torsion sont pratiquement les seules présentant une importance ; elles sont, fort opportunément, également les seules à être justiciables du calcul.

I.- Etude des vibrations de torsion

a) Vibrations propres de torsion. Degré

Pour mener à bien le calcul des vibrations de torsion, il convient de substituer à cet ensemble matériel un système fictif composé de masses tournantes reliées par des arbres droits. Chacune des masses - d'une inertie équivalente à la somme des inerties du coude et de l'attelage - est représentée par un disque ; le tronçon de vilebrequin considéré est remplacé par une portion d'arbre de même élasticité torsionnelle.

L'énergie cinétique, due à l'inertie de chacun des disques du système ainsi simplifié, est égale à la moyenne de l'énergie cinétique de la masse réelle (coude + attelage) correspondante ; l'élasticité de la portion d'arbre est empiriquement déterminée grâce à des formules établies en partant de mesures faites sur vilebrequin.

La fréquence est complètement déterminable en partant des valeurs :

Du moment d'inertie des disques I_1 ;

De l'élasticité des arbres qui les relient $C = GI_0/\ell$;

avec G : module d'élasticité torsionnelle
I_0 : moment d'inertie d'une portion d'arbre
ℓ : longueur d'une portion d'arbre.

La fréquence propre varie comme $\sqrt{C/I_1}$.

Le volant vibre à la même fréquence que tous les disques mais en opposition de phase et plus faible est son moment d'inertie plus le

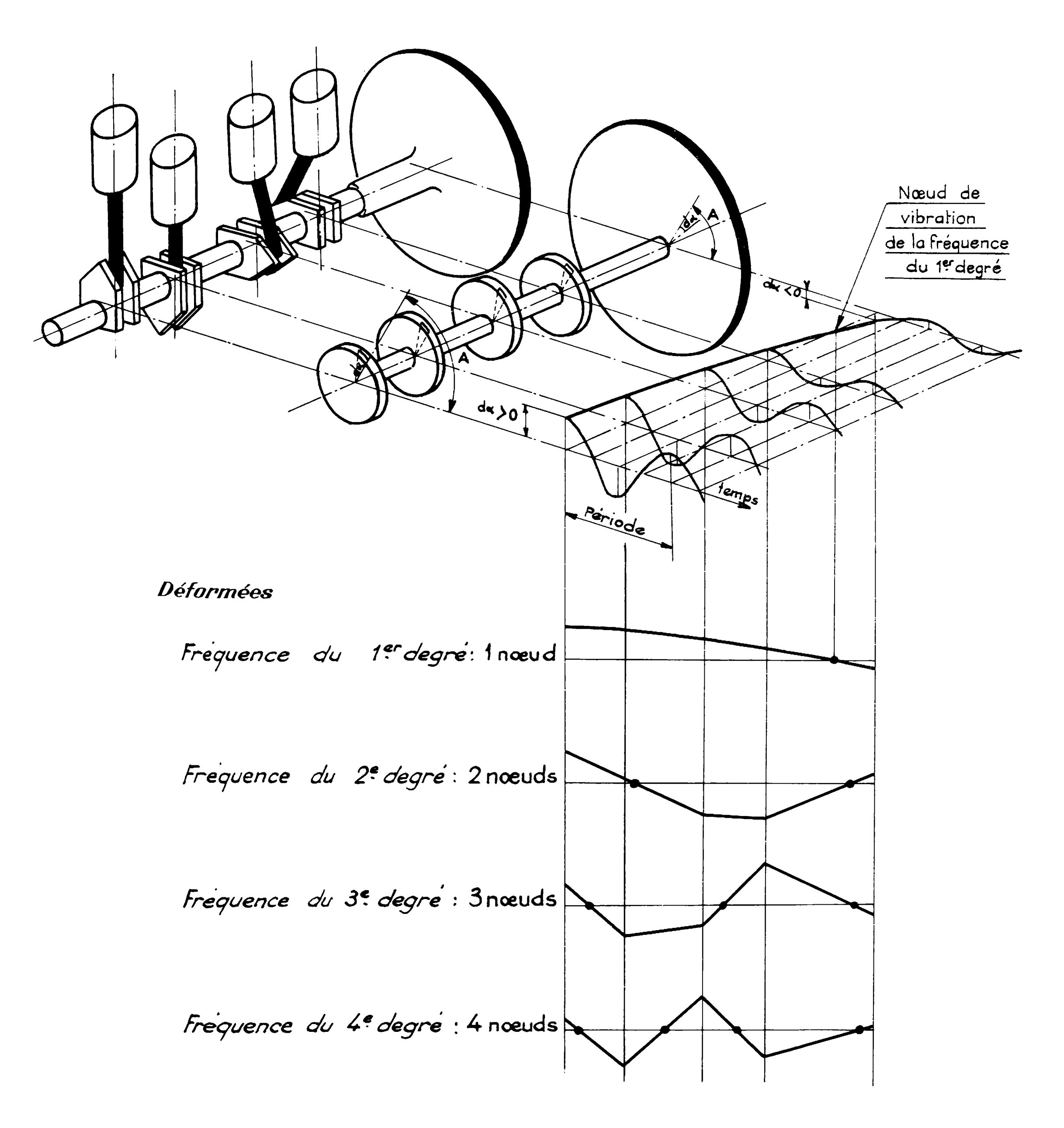


Fig. XII. 8. - Vibrations propres de torsion d'un vilebrequin.

nœud s'éloigne. Par ailleurs, la vitesse de rotation du vilebrequin n'étant pas continue au cours d'un cycle, la position du nœud oscille perpétuellement. Enfin, certaines impulsions se situent à une courte distance du volant, alors que d'autres agissent au voisinage de l'extrémité libre ; ainsi les moments d'inertie des deux volants représentant le vilebrequin élémentaire varient constamment ainsi que la longueur de l'arbre de torsion qui les relie.

Nous avons dit que, comme tout système vibrant, le vilebrequin pouvait posséder des vibrations à 2, 3, 4 ... nœuds, c'est-à-dire des fréquences propres du 2e, 3e, 4e ... degré. Le nombre de ces degrés est égal à [nombre des masses d'inertie (disques + volant) - 1] : un vilebrequin de 4 cylindres en ligne muni d'un volant possède 4 degrés de vibration (fig. XII. 8); un vilebrequin de 12 cylindres en V en possède 6.

Pour les moteurs accouplés directement à une masse unique (groupe électrogène par exemple) ou pour les moteurs munis d'un gros volant et accouplés au-delà très élastiquement à un arbre récepteur, la fréquence fondamentale peut être considérée comme étant la seule à présenter une importance pratique. Par contre, dans le cas de moteurs entraînant directement un organe récepteur au moyen d'un long arbre de couche, le nœud de vibration du premier degré peut se trouver reporté très au-delà de la sortie du moteur et il devient nécessaire de tenir compte des fréquences propres de plusieurs degrés.

°°°

Revenons au système simple à deux masses. Les déformations angulaires de chacune des sections droites de l'arbre (homogène, de section constante et sans inertie) sont, à chaque instant, représentées par une droite qui oscille autour d'un point fixe, le nœud, lequel partage l'arbre dans le rapport des inerties. En réalité, cette droite est une sinusoïde amortie, appelée la déformée, du fait que la torsion de l'arbre engendre un couple d'amortissement, couple intérieur au système, dont la valeur est proportionnelle à la vitesse de déformation torsionnelle.

Conformément au théorème des moments cinétiques, on peut, dans le cas d'oscillations libres faisant suite à une torsion initiale, écrire le système de deux équations régissant le mouvement de ce système à deux masses :

$$I_1 \frac{d^2 \alpha_1}{dt^2} + \mathscr{C}_{am} \frac{d(\alpha_1 - \alpha_2)}{dt} + \mathscr{C}_t (\alpha_1 - \alpha_2) = 0$$

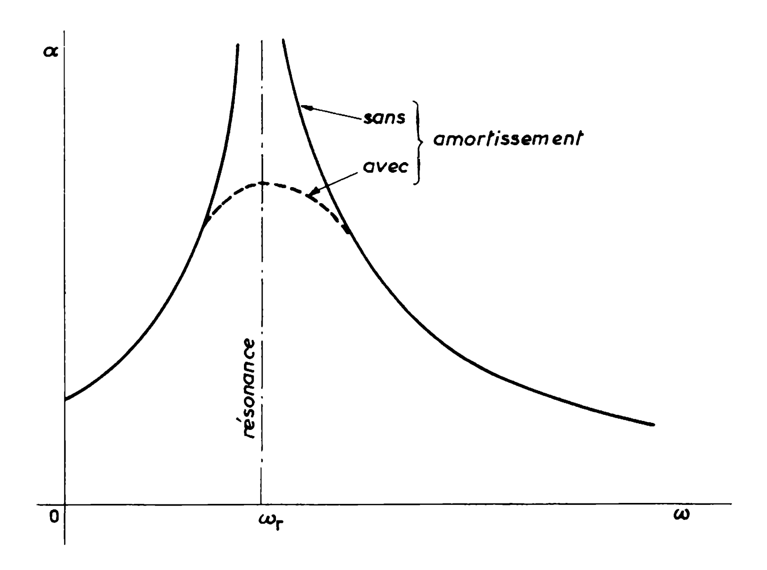


Fig. XII. 9. - Courbe des décalages angulaires d'un système à 2 masses.

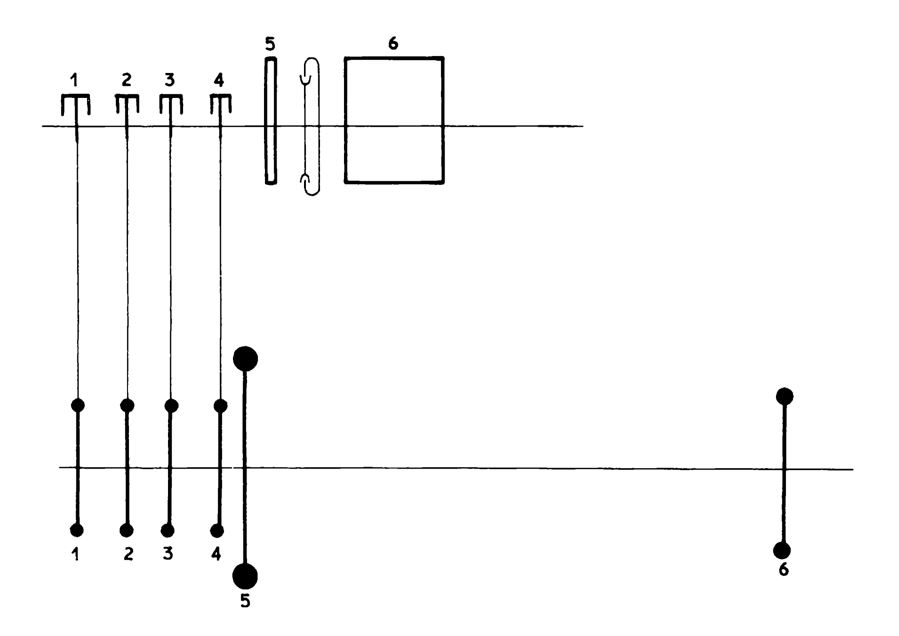


Fig. XII. 10. - Assimilation d'un système fictif à un système réel.

$$I_2 \frac{d^2 \alpha_2}{dt^2} + \mathscr{C}_{am} \frac{d(\alpha_2 - \alpha_1)}{dt} + \mathscr{C}_t (\alpha_2 - \alpha_1) = 0$$

Mais si nous appliquons au volant 1 un couple torsionnel d'allure sinusoïdale le mouvement devient un mouvement forcé et ce système de deux équations devient :

$$I_1 \frac{d^2 \alpha_1}{dt^2} + \mathscr{C}_{am} \frac{d(\alpha_1 - \alpha_2)}{dt} + \mathscr{C}_t (\alpha_1 - \alpha_2) = \mathscr{C} \sin \omega t$$

$$I_2 \frac{d^2 \alpha_2}{dt^2} + \mathscr{C}_{am} \frac{d(\alpha_2 - \alpha_1)}{dt} + \mathscr{C}_t (\alpha_2 - \alpha_1) = 0$$

Pour mieux comprendre la réalité physique de cette représentation mathématique, supposons le système absolument rigide ; dans ce cas $\mathscr{C}_t$ est infini et $\mathscr{C}_{am}$ est nul ; le couple $\mathscr{C} \sin \omega t$ a pour seul effet de provoquer une rotation sinusoïdale pure. En réalité $\mathscr{C}_t$ n'est jamais infini et ce premier mouvement de rotation se double d'un mouvement relatif des volants impliquant une torsion : α_1 et α_2 sont donc alors en pratique la résultante de deux mouvements et nous pouvons écrire :

$$\alpha_1 = \alpha_0 + K_1$$

$$\alpha_2 = \alpha_0 + K_2$$

avec $\frac{K_1}{K_2} = - \frac{I_2}{I_1}$.

Lorsque ω varie, la différence $(\alpha_1 - \alpha_2)$ suit une courbe qui, en l'absence d'amortissement, passerait par l'infini pour la fréquence de résonance; l'amortissement ne produit d'ailleurs d'effet sensible qu'à cette fréquence car alors $d(\alpha_1 - \alpha_2)/dt$ prend une valeur importante (fig. XII.9).

Lorsque le système est constitué par n volants d'inertie $I_1, I_2, \ldots I_n$ reliés par des tronçons d'arbre homogène, sans inertie et de constante de torsion $\mathscr{C}_{1\,2}, \ldots \mathscr{C}_{n-1,\,n}$, le calcul ne peut être mené que par approximations successives.

On peut toujours assimiler un système réel à un système fictif ; si chaque tronçon du système fictif est de section constante, les élasticités respectives se traduiront donc par des longueurs proportionnelles (fig. XII.10). En particulier si le système réel comprend un accouplement élastique, la longueur du tronçon fictif correspondant est déterminée à partir de la pente de la courbe donnant les angles de torsion en fonction du couple moteur appliqué. En ce qui concerne les coudes de vilebrequin, on ne peut donner qu'une valeur assez approchée de leur élasticité ; chaque fois que cela sera possible, il y a intérêt à mesurer directement cette valeur en appliquant au vilebrequin un couple statique connu ; sinon, on peut utiliser des formules empiriques dont les coefficients sont choisis par analogie avec des résultats confirmés.

La détermination des inerties ne soulève de difficultés qu'en ce qui concerne les rotors de forme compliquée et les pièces en mouvement complexe :

- Pour les premiers on mesure leur période d'oscillation propre en les faisant tourner autour d'un axe parallèle à leur axe de rotation ;
- Pour les secondes, donc en fait pour l'ensemble bielle-manivelle, on détermine un volant fictif dont l'inertie est égale à :

$$I_{coude} + \left(\frac{2}{3} M_{bielle} \cdot r^2\right) + \frac{1}{2}\left(\frac{1}{3} M_{bielle} + M_{piston}\right) \cdot r^2$$

Un système réel comportant le moteur et les organes entraînés peut donc être ramené à un système idéal dont le calcul de prédétermination des fréquences propres est possible ainsi que la détermination des formes des déformées correspondantes.

Notons sans plus attendre que, un même type de moteur étant destiné à des montages divers, il est nécessaire de caractériser une fois pour toutes ce moteur en soi, afin de permettre les calculs ultérieurs.

La détermination des fréquences propres est basée sur le fait que - rappelons-le - un système vibrant à sa fréquence propre se maintient en mouvement sans avoir besoin qu'on lui fournisse de couples extérieurs - ceci sous réserve que l'on néglige l'amortissement du système. Dans ces conditions si les divers couples vibratoires se développant au sein d'un système complexe sont en équilibre, le système est en résonance. Le problème consiste donc à déterminer chacun des couples agissant sur chacun des tronçons élastiques du système et à effectuer leur somme.

Connaissant les inerties de chaque volant et l'élasticité de chaque tronçon on peut calculer, pour une vitesse de rotation donnée, le couple régnant dans chaque tronçon (voir tableau de la figure XII. 11).

Tableau des calculs de couples de torsion pour ω donné

Volants	I (m^2.kg.)	$I\omega^2$	$\mathscr{C}_t$	α (1) (radians)	Couple $I\omega^2\alpha$ (m. kg)	Σ couple
1						
2						
3						
n						

(1) $\alpha_n = \alpha_{n-1} - \dfrac{\sum_1^{n-1} I_i \alpha_i}{\mathscr{C}_{t_{n,\,n-1}}} \omega^2$. On choisit arbitrairement $\alpha_1 = 1$.

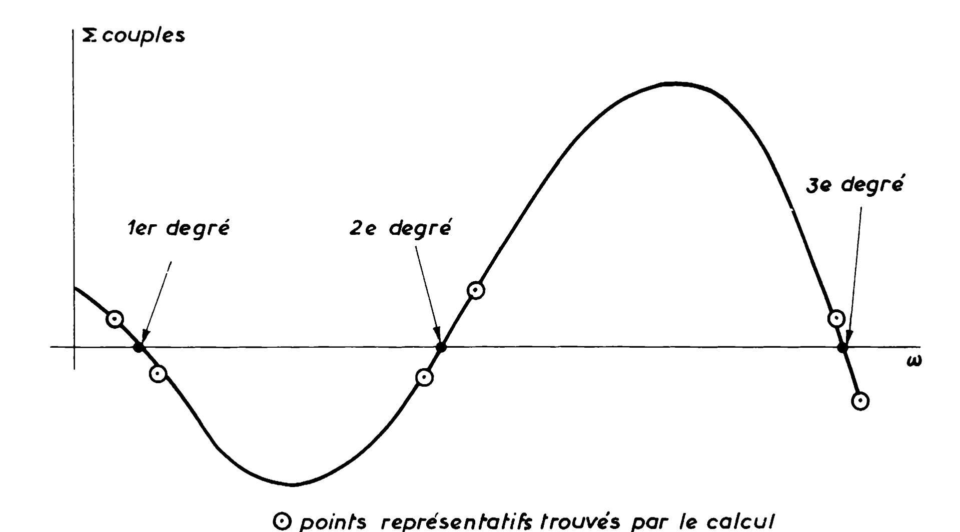


Fig. XII. 11. - Détermination des vitesses critiques par approximations successives.

Lorsque la somme de ces couples est nulle, la vitesse ω considérée est une vitesse de résonance. En pratique on détermine cette vitesse par approximations successives (fig. XII.11).

b) Fréquences d'excitation. Ordre

Considérons maintenant les forces d'excitation (fig. XII.12).

Chaque attelage soumet le vilebrequin à une impulsion dont

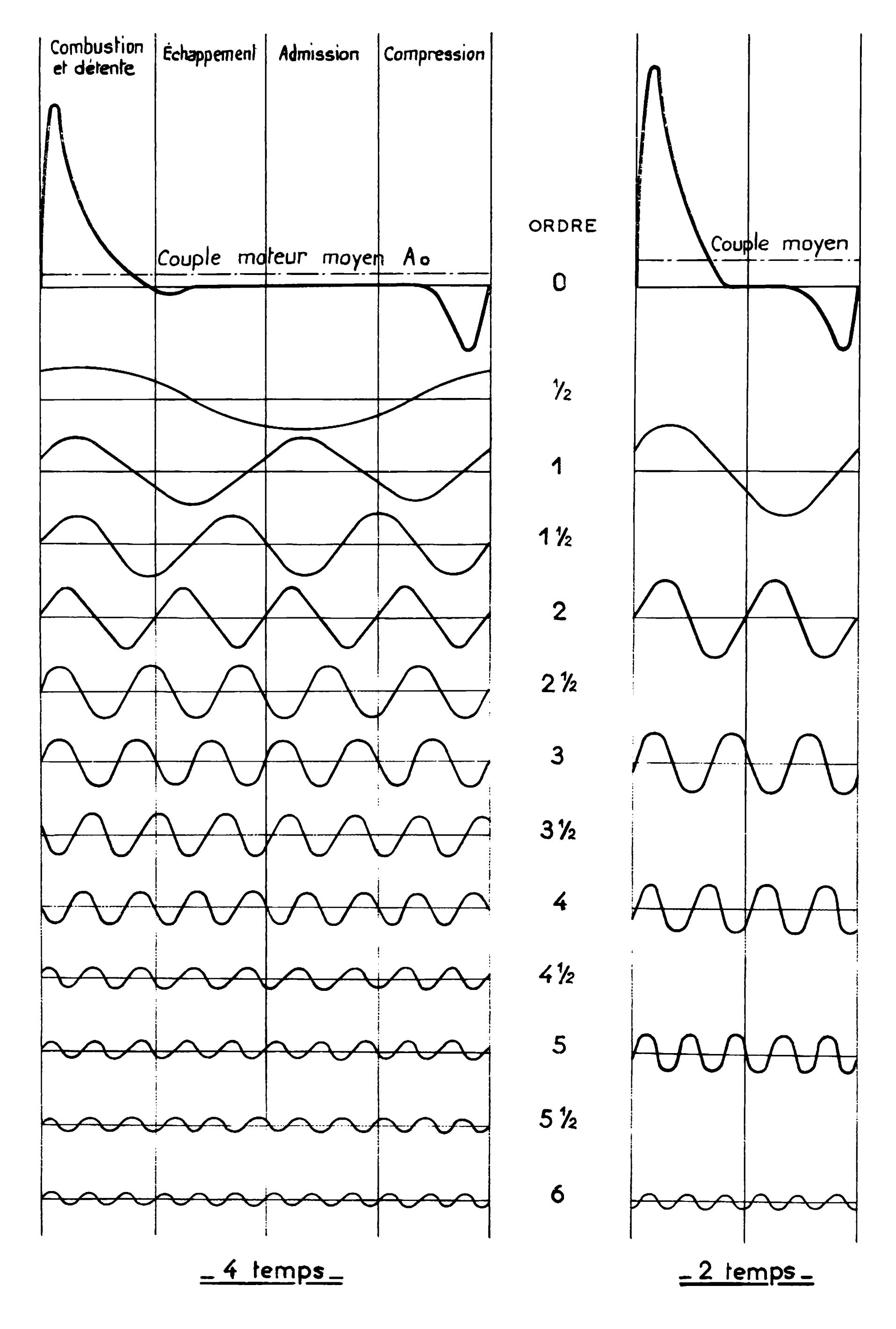


Fig. XII. 12. - Les vibrations de torsion entretenues dans un vilebrequin.

l'amplitude varie cycliquement. Il s'ensuit que cette impulsion est assimilable à une somme d'impulsions purement sinusoïdales qui sont les termes d'une série de Fourier. Dans le cas qui nous intéresse, le terme A_0 de cette série correspond à une force de valeur constante représentant le travail fourni par cycle ; les termes suivants $A_1 (\sin \omega t + \varphi_1)$, $A_2 (\sin 2 \omega t + \varphi_2)$ constituent chacun l'un des harmoniques de la force d'excitation et ne font qu'entretenir des vibrations.

Nous nous trouvons donc, au total, en présence d'un système possédant plusieurs fréquences naturelles et d'un nombre infini de fréquences d'excitation : le nombre des résonances peut donc être considérable.

Notons, sans plus tarder, que toute variation de charge fait varier la force tangentielle A_0 et la famille d'harmoniques mais que les termes A_1, A_2 ... de la famille d'harmoniques varient beaucoup moins que le terme A_0. Si, en marche à vide, A_0 est minime puisqu'il ne doit vaincre que les seuls frottements internes du moteur, les membres de la famille d'harmoniques diminuent peu et d'autant moins que leur rang est plus élevé : un moteur tournant à vide peut donc parfaitement être le siège de vibrations dangereuses.

Par contre, dans le cas d'un moteur suralimenté, l'augmentation de A_0 est importante mais celle de A_1, A_2 ... l'est moins et d'autant moins que leur ordre est plus élevé. On perçoit donc l'un des avantages incontestables du moteur suralimenté.

Les efforts moteurs provoquent donc dans le vilebrequin des vibrations se reproduisant 1, 2, 3 ... fois par cycle. Si nous exprimons la fréquence de ces vibrations en nombre de périodes par tour du moteur nous aurons (fig. XII.12) :

- Dans le cas du moteur 2 temps les harmoniques d'ordre 1, 2, 3...
- Dans le cas du moteur 4 temps les harmoniques d'ordre 1/2, 1, 1 1/2 ...

Si dans le vilebrequin du moteur 2 temps les vibrations entretenues sont donc deux fois moins nombreuses que dans le 4 temps, elles possèdent, par contre, des amplitudes plus considérables.

Dans un moteur polycylindrique chaque famille d'harmoniques correspondant à un cylindre se compose avec celles des autres cylindres ; il s'ensuit que les harmoniques d'un certain ordre peuvent être en phase. Si les allumages sont régulièrement espacés, les

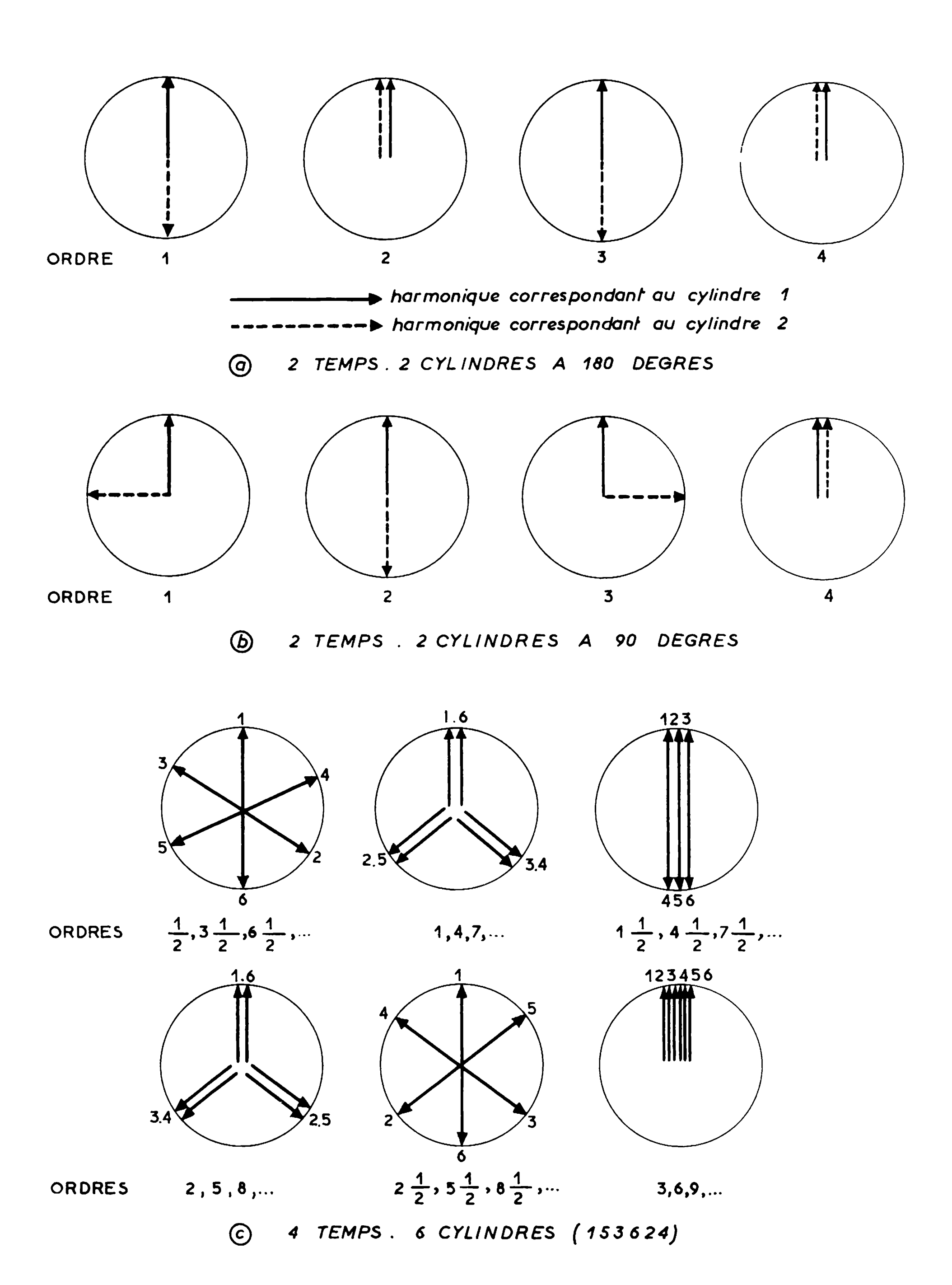


Fig. XII. 13. - Compositions d'harmoniques de différents ordres.

harmoniques ainsi renforcés sont ceux dont l'ordre est égal à un multiple du nombre de cylindres s'il s'agit d'un 2 temps ou à un multiple du demi-nombre de cylindres s'il s'agit d'un 4 temps.

Considérons un moteur 2 temps à 2 cylindres dont les manetons sont calés à 180°. Les compositions des harmoniques de différents ordres se présentent comme sur la figure XII.13 a.

Si le vilebrequin avait ses manetons calés à 90°, les compositions se présenteraient comme en figure XII.13 b.

Supposons maintenant que nous ayons affaire à un moteur 4 temps 6 cylindres en ligne possédant l'ordre d'allumage 153624 ; les compositions s'effectuent comme en figure XII.13 c.

On voit que les effets des harmoniques d'ordre 3, 6, 9 se conjuguent. Mais ces diagrammes ne représentent pas exactement la réalité car, en fait, les vecteurs de chaque cylindre ne sont pas d'égale longueur, les amplitudes croissant au fur et à mesure que l'on s'éloigne du volant. Au total, une résultante plus importante que celle ainsi prévue peut se produire pour des harmoniques différents de ceux prévus ; c'est ainsi que, dans le cas ci-dessus examiné d'un moteur 4 temps 6 cylindres en ligne, l'harmonique d'ordre 4 1/2 présente, en général, une résonance importante.

c) Amplitude des vibrations. Leur amortissement

Supposons un moteur 4 temps 4 cylindres en ligne dont la vitesse nominale est 1 800 tours par minute et dont le vilebrequin possède une fréquence propre du premier degré de 10 000 périodes par minute ; examinons, en fonction de la vitesse de rotation du moteur, l'influence d'un harmonique prépondérant, l'harmonique d'ordre 4 par exemple. Au ralenti à vide, à 500 tr/mn, la fréquence de la vibration entretenue est 4 x 500/10 000 = 0,2 de la fréquence propre. A 1 000 tr/mn ce rapport devient 0,4 ; à la vitesse nominale il atteint 0,72.

Au fur et à mesure que ce rapport augmente, les amplitudes des vibrations d'ordre 4 augmentent également et ce de plus en plus rapidement (fig. XII.14 a). Si le moteur tournait à 2 500 tr/mn on obtiendrait l'état de résonance, appelé vitesse critique du 4e ordre, premier degré. Au-delà les amplitudes diminueraient.

Considérons un autre harmonique prépondérant, celui d'ordre 6 ; la résonance se produit alors à 1 666 tr/mn, vitesse effectivement réalisable par le moteur. Bien que les amplitudes des vibrations diminuent lorsque l'ordre croît, la vitesse critique du 6e ordre devra

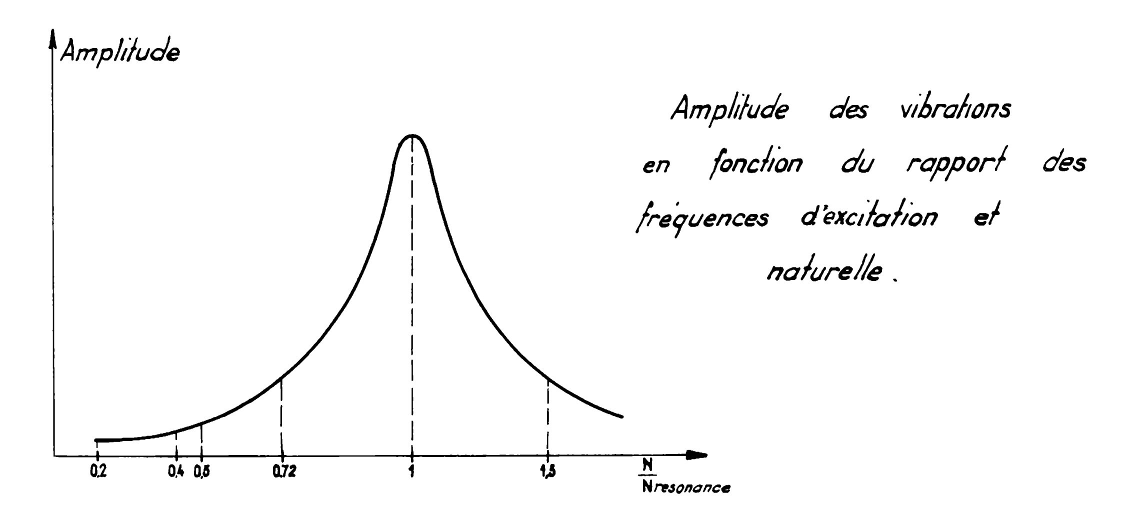


Fig. XII. 14 a.

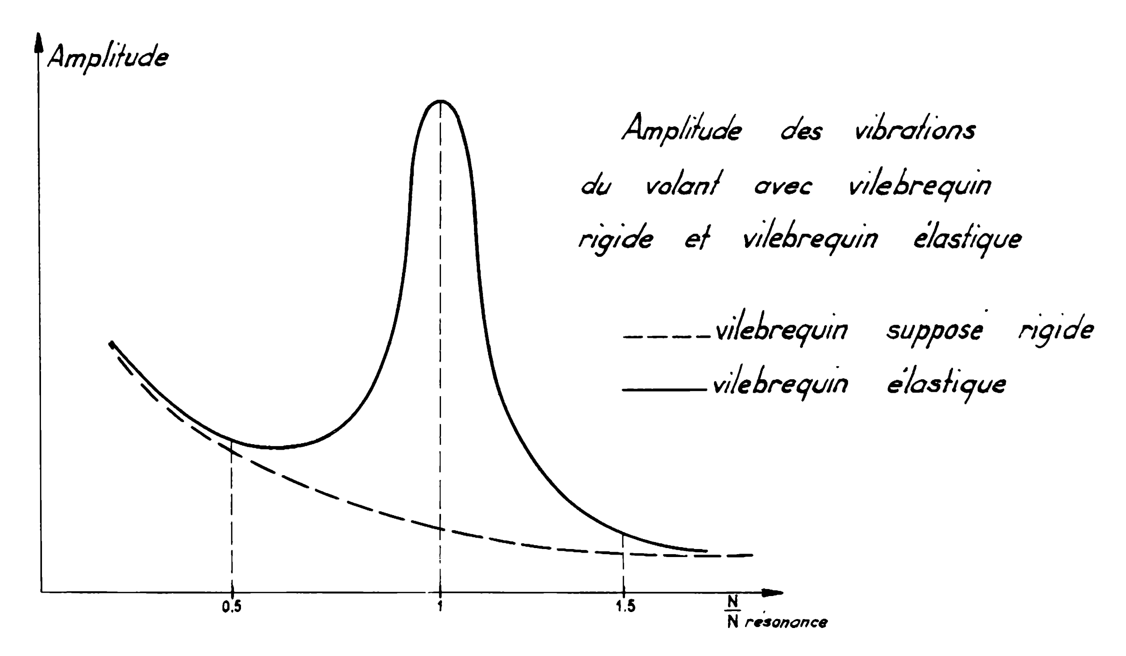


Fig. XII. 14 b.

Amplitude des vibrations.

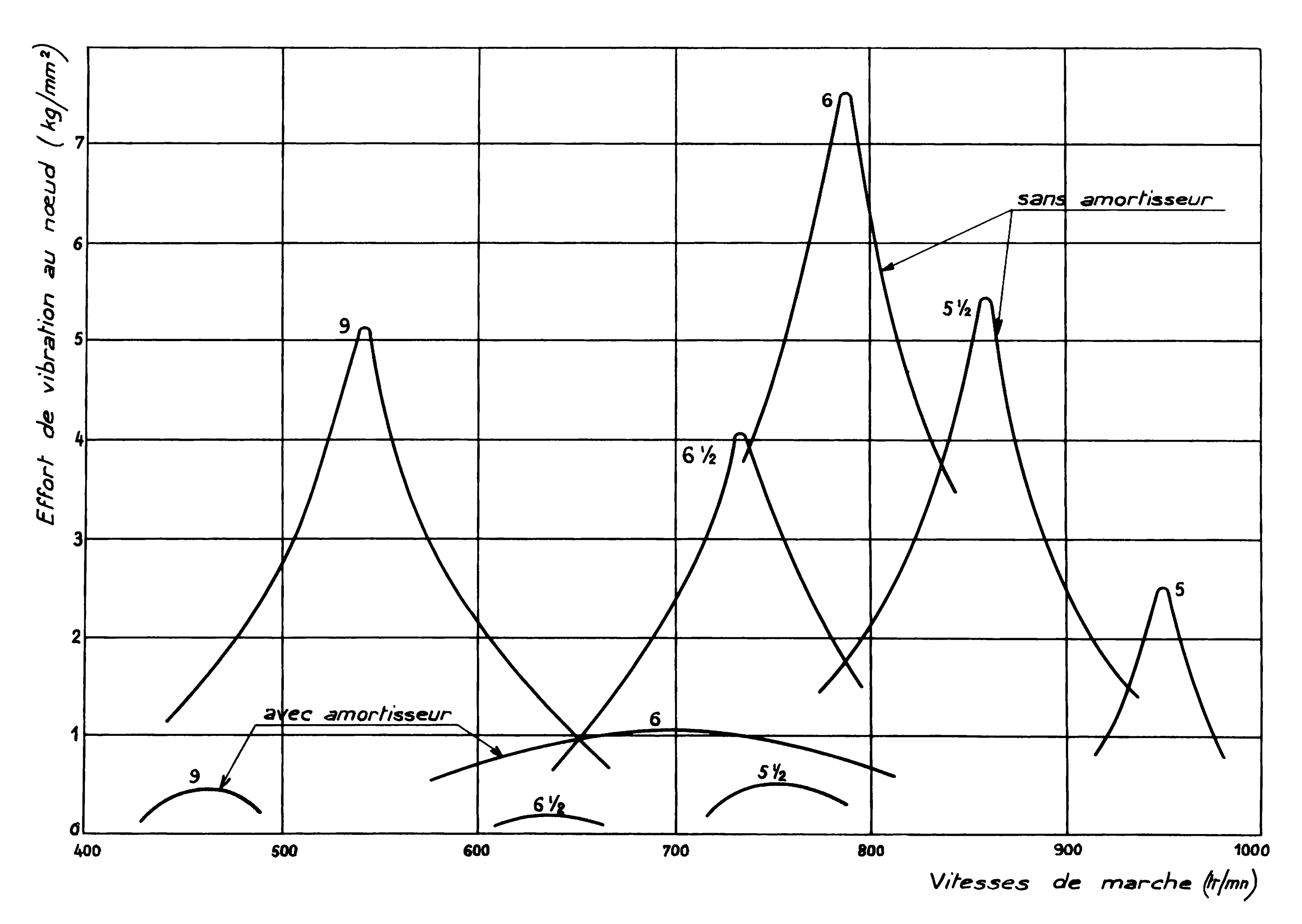


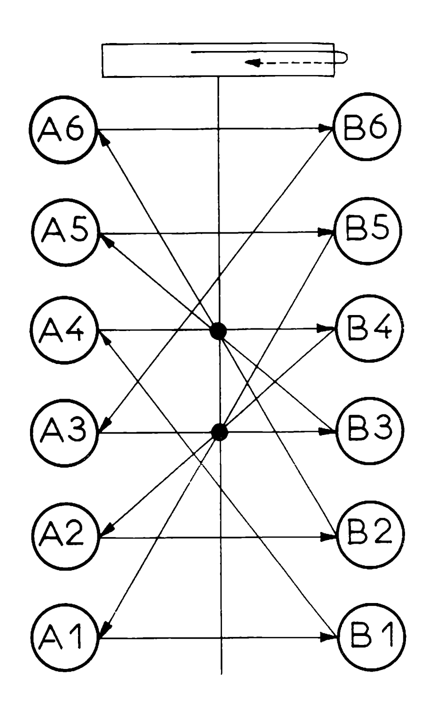
Fig. XII. 15. - Groupe de 1 000 ch - 12 cylindres. Fréquence de vibration à un seul nœud : 4 710/mn.

ORDRE D'ALLUMAGE

MOTEUR ACCOUPLÉ À UN FREIN FROUDE

A1 - B1 - A4 - B4 - A2 - B2
A6 - B6 - A3 - B3 - A5 - B5

intervalles d'allumages
45° et 75°



MOTEUR ACCOUPLÉ À UN INDUIT DE GP

A1 - B6 - A4 - B3 - A2 - B5
A6 - B1 - A3 - B4 - A5 - B2

intervalles d'allumages
45° et 75°

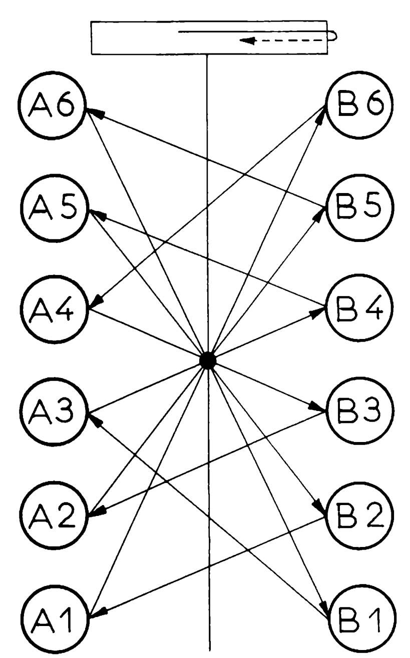


Fig. XII. 16. - Modification de l'ordre d'allumage en fonction des organes entrainés. Moteurs 4 temps. Angle du V = 45 degrés.
(Document S. E. M. T. -S. G. C. M.)

donc faire l'objet de soins attentifs du fait, par surcroît, qu'il s'agit d'un harmonique prépondérant. L'harmonique d'ordre 5 1/2, qui, bien que non prépondérant, conduit à la vitesse critique de 1 818 tr/mn, devra également être surveillé de près.

Précisons en passant que, sauf pour la fréquence critique, les formes des vibrations forcées sont différentes de celles de la vibration propre.

Au total, on obtient pour chaque type de moteur un spectre de résonances en fonction de la vitesse (fig. XII.15).

Il ne faut pas perdre de vue que ces variations sont répercutées au volant ou à l'organe entraîné. Si celui-ci est un alternateur, il peut s'ensuivre des difficultés lors de marche en parallèle ; aussi faut-il examiner soigneusement la question du degré d'irrégularité cyclique en tenant compte de l'élasticité du vilebrequin (fig. XII.14 b). Les normes anglaises précisent que, à aucun moment, la déviation angulaire ne doit dépasser 2,5 degrés électriques, le degré électrique étant égal au degré géométrique x 2/P, P étant le nombre de pôles de l'alternateur.

On peut également être conduit à modifier l'ordre d'allumage en fonction des organes entraînés (fig. XII.16).

Pour éviter que les vibrations de torsion ne prennent une amplitude préjudiciable à la tenue du vilebrequin, il faut "accorder" le système et commencer par éliminer les résonances d'ordre faible. Pour cela, il est recommandé de diminuer le moment d'inertie I_1 en allégeant au maximum les masses en mouvement alternatif (adoption de pistons en aluminium) et rotatif ; le forage du maneton est particulièrement intéressant puisqu'il permet de réduire la masse des contrepoids. On peut également augmenter la rigidité torsionnelle et la fréquence fondamentale en augmentant le diamètre des tourillons. Par contre l'augmentation du diamètre des manetons n'est guère bénéfique car, si elle accroît bien la rigidité du vilebrequin et la fréquence fondamentale, elle accroît aussi l'importance des masses en mouvement rotatif ; de plus on est souvent conduit alors à allonger les tourillons et à perdre ainsi une grande partie de l'élévation de vitesse critique obtenue en grossissant les manetons.

Si, finalement, on n'a plus à craindre que des vitesses critiques d'ordre élevé situées en dehors des zones d'utilisation continue, on peut, en général, se contenter du résultat obtenu. Mais, si, comme cela se produit fréquemment, la situation est moins libérale et si les

amplitudes de certaines vibrations deviennent trop importantes, il faut équiper le vilebrequin avec un dispositif qui dissipe une partie de l'énergie vibratoire ainsi produite ; on le place à l'endroit où celles-ci sont maximales, c'est-à-dire du côté du vilebrequin opposé au volant. Faute de quoi un vilebrequin, objet par ailleurs de contraintes normales (de l'ordre de 10 kg/mm^2 au maximum), peut, néanmoins, se rompre en quelques heures sous le seul effet des fatigues additionnelles dues aux vibrations.

Les dispositifs auxquels on fait appel sont :

α) Soit des amortisseurs à friction ;
β) Soit des résonateurs harmoniques.

α) Amortisseurs à friction ou dampers

Un petit volant libre est entraîné depuis le nez du vilebrequin par un dispositif tel que disque à friction, fluide visqueux, plots de caoutchouc ... qui, lorsque le couple d'accélération due à la vibration de torsion dépasse une valeur donnée, absorbe l'énergie excédentaire prélevée à la vibration, dont il diminue ainsi l'amplitude. Par surcroît la variation survenant dans la liaison vilebrequin-volant libre déplace continuellement le régime de la résonance et éteint la vibration mais en en étalant la zone.

β) Résonateurs harmoniques

Des systèmes oscillants entrant eux-mêmes en résonance avec les fréquences de vibrations dangereuses peuvent théoriquement éliminer celles-ci. La réalité est moins simple et en pratique on ne peut effacer qu'une seule fréquence. Par ailleurs, le prix et l'encombrement de ces résonateurs en a jusqu'à présent restreint le développement.

°°°

On doit lors des essais de tout moteur prototype procéder à des relevés torsiographiques suffisamment complets pour que soient acquises les données permettant de déterminer les conditions dans lesquelles se trouvera le vilebrequin lors de l'accouplement du moteur à tel ou tel organe récepteur.

II.- Vibrations de flexion

Dans ce cas, on ne peut assimiler le vilebrequin à un système mécanique simple et le calcul de ces vibrations ne peut être entrepris.

La présence des paliers limite, nous l'avons dit, l'amplitude de ces vibrations ; des vibrations critiques ne s'en développent pas moins dans la limite d'amplitude que permet le jeu des paliers. Le résultat en est un continuel mouvement de l'arbre dans ses paliers, la plage de portage changeant constamment ; l'établissement d'un film continu d'huile peut s'en trouver compromis, entraînant une destruction rapide des coussinets de paliers. Le phénomène est particulièrement sensible à l'extrémité libre du vilebrequin ; aussi certains constructeurs augmentent-ils la dimension du flasque extérieur du maneton opposé au volant.

Les vitesses critiques de flexion restent les mêmes que l'arbre soit horizontal ou vertical.

L'augmentation de la rigidité par accroissement du diamètre des manetons et tourillons conduit aux mêmes commentaires que ceux énoncés lors des vibrations de torsion.

C. - DIMENSIONNEMENT D'UN VILEBREQUIN

Le diagramme de Goodmann (fig. IX. B. 8) rappelle que du fait de la présence de vibrations les amplitudes des contraintes dues aux efforts moteurs (que l'on peut assimiler à une charge statique) doivent être réduites d'une quantité variable avec le type du matériau utilisé mais qui, dans tous les cas, est d'autant plus importante que les amplitudes des premières sont plus grandes.

En pratique, le rapport $\frac{\text{diamètre } d_m \text{ du maneton}}{\text{alésage}}$ se situe entre 0,6 et 0,75 et la pression de combustion entre 60 et 110 kg/cm^2. Si dans ces conditions nous supposons que les dimensions de la manivelle sont conformes à la figure XII. 17, les contraintes de flexion au cœur des tourillons, flasques et maneton en fonction du rapport dm/D et de P_c sont, en l'absence de toute vibration de flexion, voisines des valeurs exprimées en kg/mm^2 données par le tableau ci-après.

On remarque que le diamètre des tourillons a été pris égal à 0,75 D ; en général on peut adopter $d_t = 1{,}1\ d_m$. En ce qui concerne la longueur des tourillons, on adoptera au moins 0,5 D pour les paliers

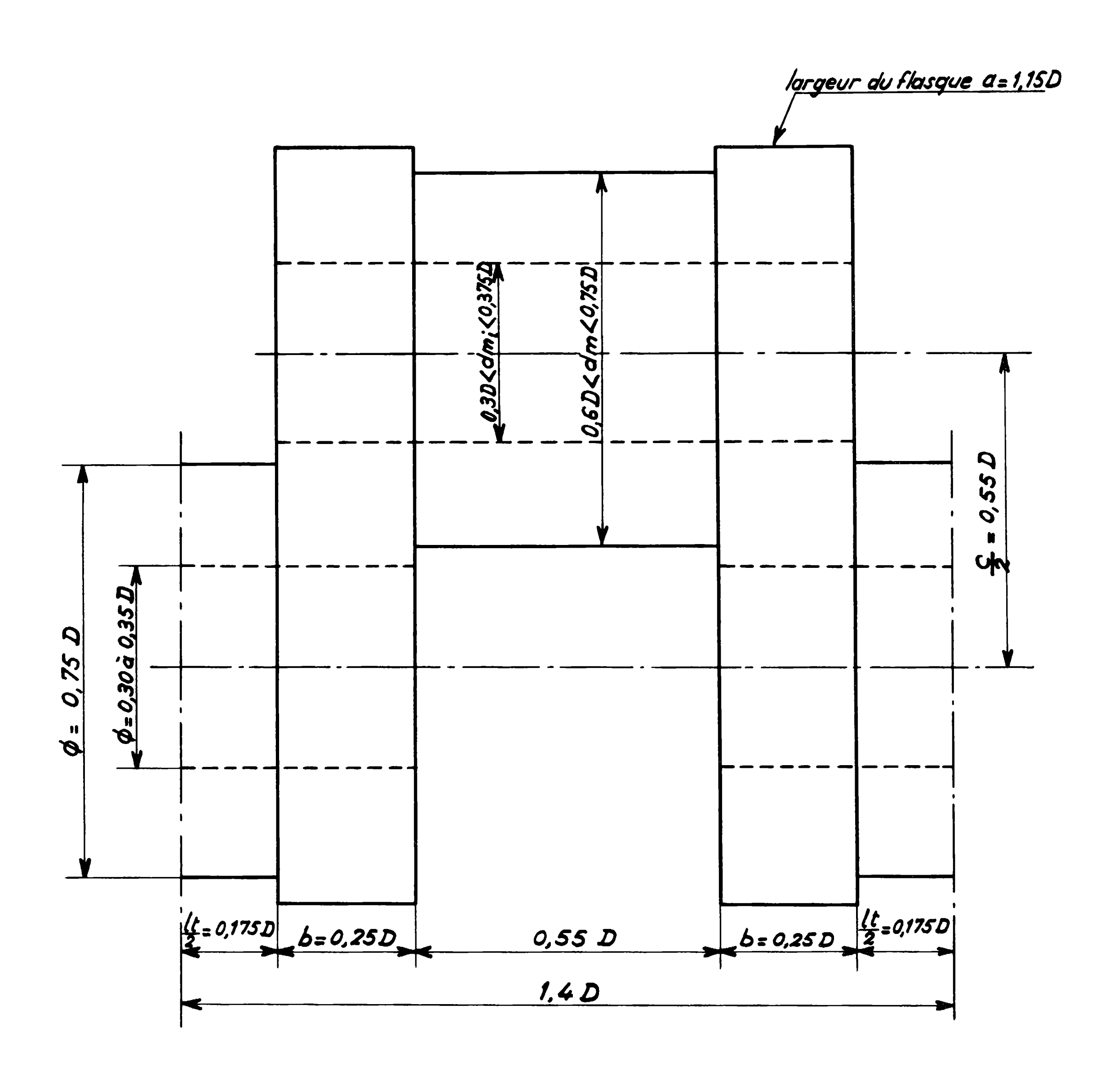


Fig. XII. 17. - Dimensionnement général d'une manivelle.

médians des moteurs à nombre pair de cylindres et au moins 0,35 D pour les paliers intermédiaires.

$\frac{d_m}{D}$ \ P_c	0,65			0,70			0,75		
	tour.	flasq.	manet.	tour.	flasq.	manet.	tour.	flasq.	manet.
60	2,1	6	6,6	2,1	6	5,2	2,1	6	4,5
70	2,45	7	7,6	2,45	7	6,1	2,45	7	5,2
80	2,8	8	8,8	2,8	8	7	2,8	8	6
90	3,15	9	10	3,15	9	7,9	3,15	9	6,8
100	3,5	10	11,1	3,5	10	8,8	3,5	10	7,6
110	3,85	11	12,2	3,85	11	9,6	3,85	11	8,3

En règle générale on a les formules :

$$\sigma_\varphi \text{ tourillon} = \frac{1}{2} \frac{P_c \frac{\pi D^2}{4} \frac{\ell_t + b}{2}}{\frac{\pi}{32}\left(d_t^3 - d_{ti}^3\right)}$$

$$\sigma_\varphi \text{ flasque} = \frac{3}{2} \frac{P_c \frac{\pi D^2}{4} (\ell_t + b)}{ab^2}$$

$$\sigma_\varphi \text{ maneton} = \frac{1}{2} \frac{P_c \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{\ell_t + \ell_m}{2} + b\right)}{\frac{\pi}{32}\left(d_m^3 - d_{mi}^3\right)}$$

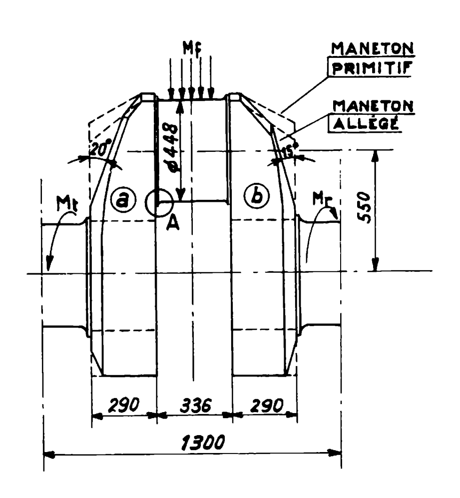
On note que les plus grandes contraintes se localisent au congé entre le flasque et la génératrice interne du maneton puisque, en ce point, sont présentes :

Une contrainte - du flasque en compression ;

Une contrainte + du maneton en tension ;

donc la plus grande variation d'efforts. Ceci est en plein accord avec l'expérience.

Pour diminuer cette localisation d'efforts il faut :



	MODÈLE DE CONGÉ (A)	COEFF. DE FORME	
		FLEXION	TORSION
A RAYON SEUL	R = 25	2,65	1,94
A DOUBLE RAYON	R = 13 ; R = 34	3,15	1,84
A RAYON PARABOLIQUE	R = 15,8 ; R = 50	2,25	2
EMBOÎTÉ	R = 20 ; 30°	2,35	1,68

Coefficients de forme pour des coudes de vilebrequins ayant plusieurs formes de congés entre tourillons et flasques

$$\text{Coefficient de forme} = \frac{\text{Contrainte max. créée dans la section considérée}}{\text{Contrainte nominale dans une section de référence}}$$

On voit que dans le cas de la flexion on doit préférer le congé parabolique alors que dans le cas de la torsion on doit préférer le congé en retrait (ou emboîté). Ce dernier est néanmoins à proscrire dans le cas de vilebrequins trempés superficiellement.

Pour le flasque allégé type a, le coefficient de forme à la flexion est de 25 % supérieur à celui du flasque primitif ; l'accroissement n'est que de 10 % pour le flasque allégé type b.

Fig. XII. 18. - Congés.

(Simonetti. Congrés CIMAC 1951)

- Ménager des congés aussi généreux que possible quelque tenté que l'on puisse être de les diminuer pour gagner de la surface de portée (fig. XII.18) ; pour les moteurs fabriqués en série, on choisira un rayon égal à au moins 0,05 du diamètre des manetons ; on s'efforcera de choisir comme valeur une cote ronde, de préférence dans la série normale, afin de disposer de fraises courantes.

- Eviter la concentration d'efforts dans le flasque et pour cela assurer un recouvrement entre maneton et tourillon (rayon de manivelle $\frac{C}{2}$ < rayon du tourillon + rayon du maneton). Si cela se produisait, il faudrait soit augmenter le diamètre du maneton, soit diminuer C pour en venir aux moteurs dits carrés, solution qui offre l'avantage de réduire les forces centrifuges.

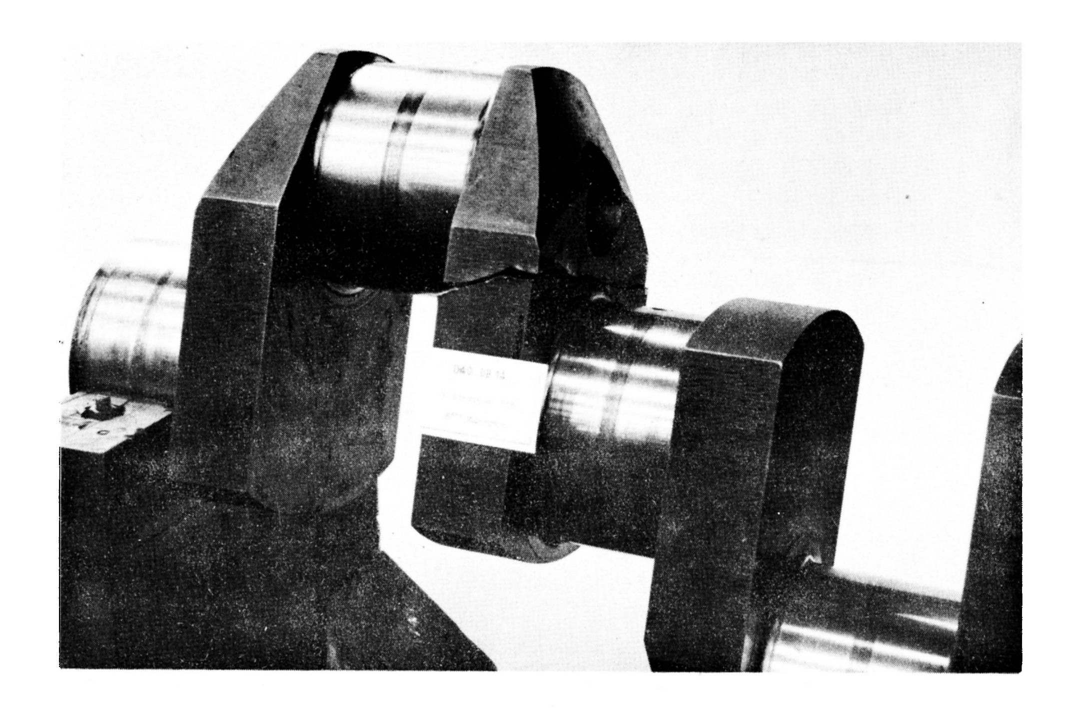
Remarquons qu'avec $\frac{C}{D} = 1,1$ et $\frac{CN}{30 \cdot 10^3} < 10$ m/s (condition imposée pour le remplissage en air des moteurs non suralimentés) on est conduit à $DN < 270$, ce qui se rapproche de la condition $d_m \cdot N < 210$ imposée par la limite de vitesse périphérique des manetons.

L'expérience prouve qu'un recouvrement même faible permet un accroissement de 50 % de la limite d'endurance à la fatigue de l'ensemble du vilebrequin. Les questions de forme présentent donc bien une importance capitale.

Il importe, en supposant évidemment que le carter du vilebrequin et les logements de palier puissent être considérés comme rigides, que les jeux entre tourillon et coussinets de paliers soient aussi faibles que possible afin de limiter tant les déflexions que les amplitudes des vibrations de flexion. Un accroissement accidentel de tels jeux est fréquemment à l'origine des ruptures non systématiques dans les flasques (fig. XII.19).

Il va de soi que plus faibles seront les contraintes nées de la flexion, plus élevées pourront être les contraintes nées de la torsion. A la suite de travaux effectués au National Physical Laboratory, Gough et Pollard ont déterminé que les contraintes de torsion σ_τ pouvant se conjuguer aux contraintes de flexion σ_φ sont telles que, R_{f_τ} et R_{f_φ} étant les limites à la fatigue correspondantes :

$$\left(\frac{\sigma_\tau}{R_{f_\tau}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_\varphi}{R_{f_\varphi}}\right)^2 = 1$$



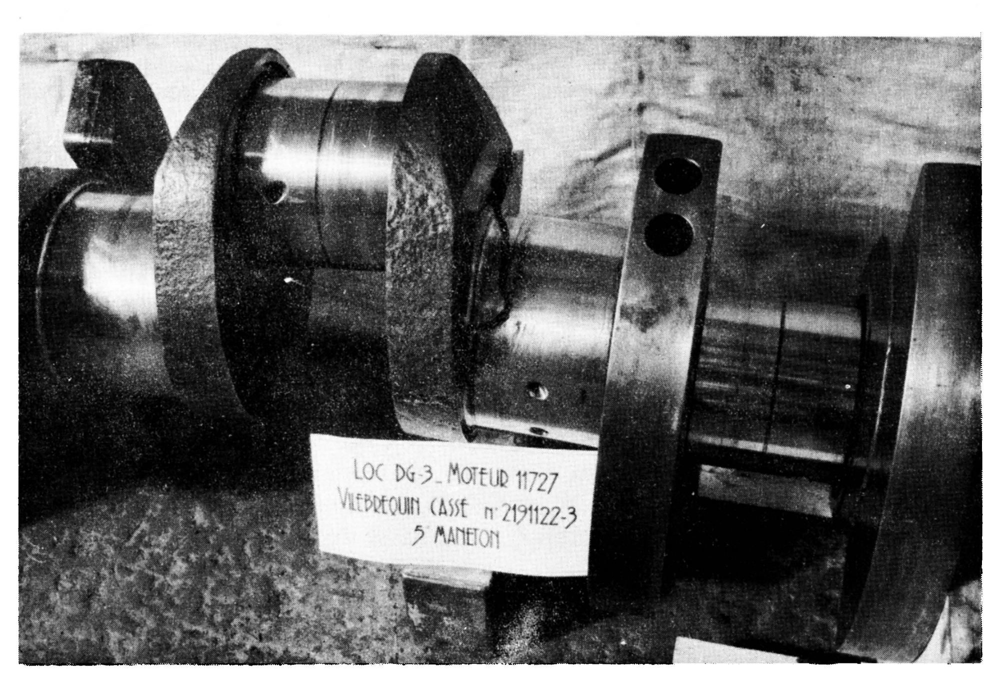


Fig. XII. 19. - Ruptures de flasques de vilebrequins. (Flexion exagérée probablement due à des coussinets de paliers d'alésages incorrects.)

En général $\sigma_{\varphi} / R_{f_{\varphi}}$ est d'environ 0, 55 pour l'acier et 0, 45 pour la fonte ; on pourrait dans ces conditions atteindre σ_{τ} = 0, 8 et 0, 9 de $R_{f_{\tau}}$ respectivement.

Rappelons que les dimensions générales étant fixées on doit, sans plus tarder, vérifier la position des vitesses critiques, puis s'assurer que, compte tenu du poids des manivelles - y compris tête de bielle et contrepoids -, du calage des cylindres adjacents et de l'ordre d'allumage, les critères de fonctionnement des paliers - lesquels sont susceptibles de beaucoup plus de variations que ceux intéressant les têtes de bielles - restent bien dans les limites qui seront indiquées au chapitre XIII.

D. - CHOIX ET MISE EN ŒUVRE DU MATERIAU CONSTITUTIF

Compte tenu des impératifs dimensionnels auxquels assujettissent le dessin général du moteur et les performances que l'on atteint, on choisit le matériau constitutif du vilebrequin en fonction du niveau des contraintes auxquelles il faut faire face.

On a l'habitude de choisir :

- Pour les vilebrequins des gros moteurs marins, des aciers doux à 45 - 50 kg/mm^2 de charge de rupture ;
- Pour les vilebrequins de moteurs à moyenne vitesse de rotation et de 7 à 8 de p.m.e., des aciers mi-durs à 0, 4 de C (nuance XC 45) dont la charge de rupture est de l'ordre de 70 kg/mm^2, recuits ;
- Pour les vilebrequins de moteurs rapides poussés, des aciers alliés :

  a) au Ni Cr Mo (3 Ni, 1 Cr et 0, 5 Mo) (nuance 30 NCD 11)
  b) au Ni Cr (1, 5 Ni, 1 Cr) (25 ou 35 NC 6)
  c) au Cr Mo (1 Cr, 0, 5 Mo) (25 CD 4)
  dont les caractéristiques finales à cœur, après trempe à 850° et revenu à 600°, sont de l'ordre de :

  R = 80 à 100 E = 70 à 85 A > 11 % ρ > 12 %

- Pour des applications particulières, des vilebrequins en fonte alliée.

I.- Vilebrequins en acier. Elaboration

L'importance présentée par l'obtention d'un matériau aux caractéristiques mécaniques les plus élevées possible implique que les

vilebrequins soient obtenus par forgeage ; la fourchette des températures entre lesquelles l'acier reste malléable est, en effet, assez large - de 900 à 1 150°C pour les aciers au carbone, de 900 à 1 100°C pour les aciers alliés - pour permettre de travailler le métal durant un temps relativement long, même sur presses où la partie d'énergie mécanique transformée en chaleur est moindre que dans le cas du forgeage sur pilon.

Le forgeage présente, par ailleurs, l'intérêt supplémentaire de diminuer tant la quantité de matière mise en œuvre que les opérations d'usinage.

On sait que, après coulée et solidification, l'acier une fois débarrassé des impuretés formant la ségrégation majeure est formé de grains dont la composition n'est pas toujours très homogène, ce qui donne lieu à une ségrégation mineure de forme dendritique (de δευδρου = arbre) ; par le forgeage (ou le laminage à chaud) on déforme l'édifice dendritique et, en provoquant un sens privilégié d'écoulement, on peut orienter parallèlement les axes des dendrites et obtenir une alternance plus ou moins régulière de zones, connue sous le nom de fibrage. Les caractéristiques "en long" du métal sont alors, de ce fait, supérieures aux caractéristiques "en travers", surtout en ce qui concerne l'allongement, la résilience et la résistance à la fatigue ; il y a donc intérêt à mener le forgeage et les traitements thermiques qui lui font suite de façon à obtenir des caractéristiques optimales en particulier dans les zones où les pièces sont les plus chargées (ce qui renforce l'intérêt du recouvrement du tourillon et du maneton dans le cas des vilebrequins).

Alors que les traitements thermiques n'ont aucun effet sur la macrostructure, les traitements mécaniques la modifient profondément.

Il y a intérêt à utiliser le lingot le plus petit - parce que, toutes choses égales par ailleurs, le moins impur - compatible avec le taux de corroyage (1) nécessaire et, toutes les fois où les dimensions du vilebrequin le permettent, à effectuer le forgeage à la presse en formant progressivement les manivelles du vilebrequin par cambrage et refoulement simultanés afin de rester maître du fibrage.

---

(1) La notion du taux de corroyage, qui est le rapport entre les sections avant et après forgeage, tend à tomber en désuétude auprès des techniciens des aciers fins.

Traitements de surface

Pour conférer au vilebrequin des qualités accrues tant à l'endurance à la fatigue qu'à la résistance à l'usure, il importe de provoquer en surface des précontraintes de compression puisque c'est en surface que la résultante des contraintes nominales et des concentrations de contraintes locales risque de dépasser la limite intrinsèque d'endurance à la fatigue.

Diverses méthodes ont été mises en œuvre.

a) La nitruration

La nitruration est, probablement de loin, la meilleure solution technique à tous les points de vue.

En effet, provoquant une concentration structurale par précipitation de nitrures, ce traitement fait non seulement disparaître pratiquement l'usure et, du fait de la propriété des nitrures, le grippage, mais encore augmente la limite d'endurance à la fatigue dans des proportions importantes : certains annoncent des 40 % en flexion et 30 % en torsion.

Cette nitruration s'opère en phase gazeuse, processus qui permet de rester maître du gradient de dureté en fonction de la profondeur : une couche trop mince serait trop dure - donc inusinable - et sujette à l'écaillage.

La nitruration, s'opérant à la température de 500 - 550°C qui est la température critique de fragilité de revenu (maladie de Krupp), doit s'effectuer sur des aciers alliés spéciaux au molybdène (acier au Cr Mo (35 CD 4) ou au (Cr Mo Va). Des aciers alliés contenant 2 % ou plus de Ni sont également défectueux car ils risquent d'être fragiles dans la couche nitrurée.

b) La cémentation (ou plutôt la carburation)

Cette solution, moins coûteuse mais moins parfaite que la précédente, s'opère également en phase gazeuse, technique qui permet :
- D'opérer à des températures moins élevées que dans la cémentation solide, donc d'éviter le fâcheux grossissement du grain,
- D'agir, indépendamment de la température, sur la vitesse de réaction et d'éviter ainsi la formation de réseaux de carbures dans les couches cémentées.

Les aciers utilisés sont alors fréquemment des aciers au Ni Cr (nuance 10 NC 11).

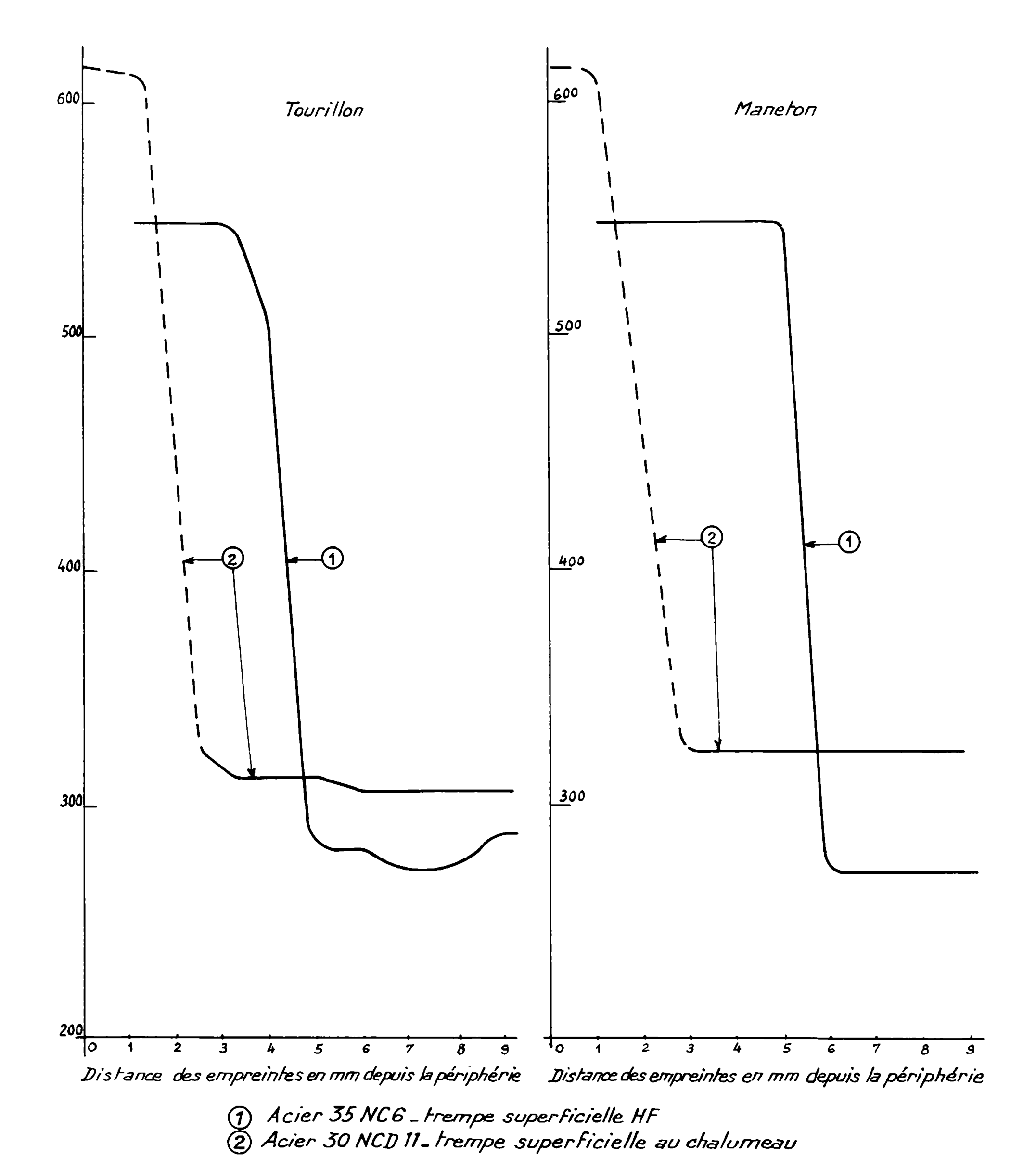


Fig. XII. 20. - Pénétration de trempe dans un vilebrequin.

c) Trempe superficielle (fig. XII. 20)

La trempe superficielle après chauffage, soit au chalumeau, soit par induction produite par un courant électrique de haute fréquence, permet d'améliorer la résistance à la fatigue sans compromettre exagérément la résilience d'ensemble du vilebrequin.

Le chauffage par courant de haute fréquence (10^5 à 10^9 hertz) permet d'obtenir une production intense et instantanée de chaleur. Le courant induit dans la pièce en regard des spires d'une bobine inductrice circule dans une couronne d'autant plus mince que la fréquence est plus élevée et la résistivité du métal plus faible. Par variation de la forme de la bobine inductrice, on peut faire varier la répartition du champ induit ; par variation de la puissance inductrice on fait varier le temps nécessaire pour obtenir la température désirée : c'est ainsi que pour porter la surface d'une pièce en acier à 1 000°C il suffit de 2 s avec une puissance de 1 kW/cm^2 et de 0, 005 s avec 20 kW/cm^2. L'échauffement peut donc être strictement localisé tant en surface qu'en profondeur, la fréquence du courant, la forme du champ et l'énergie mise en jeu étant telles que, avec ces très courts temps d'échauffement, le phénomène de conductibilité du métal n'ait pas le temps de jouer.

Mais, ainsi que nous l'avons développé au chapitre IX, un échauffement d'une telle brutalité provoque des contraintes internes énormes qui peuvent conduire à un décollement annulaire entre la surface et le cœur de la pièce. Même en l'absence de telles anomalies, la trempe qui s'ensuit entraîne des contraintes nouvelles dont l'intensité, le signe et la direction se composent diversement avec les contraintes nées du chauffage. L'utilisation de la trempe HF doit donc être subordonnée à des contrôles sévères d'opérations effectuées sur des machines automatiques dont le réglage relativement long ne s'accommode bien que de traitements exécutés en série. Une telle trempe, qui permet d'obtenir des duretés superficielles de 55 à 60 Rockwell C, doit être obligatoirement suivie, immédiatement après trempe, d'un revenu à 200°C par immersion dans un bain d'huile.

La localisation en surface doit être telle que les contraintes internes des couches sous-jacentes (en auto-extension) viennent mourir avant les congés que manetons et tourillons font avec les flasques afin d'éviter que la composition de ces contraintes avec les contraintes nées de la flexion et de la torsion ne conduise à des valeurs trop élevées (fig. XII. 21 a).

Pour concrétiser l'importance des contraintes internes sous-jacentes, on peut couper longitudinalement un maneton ainsi traité : on

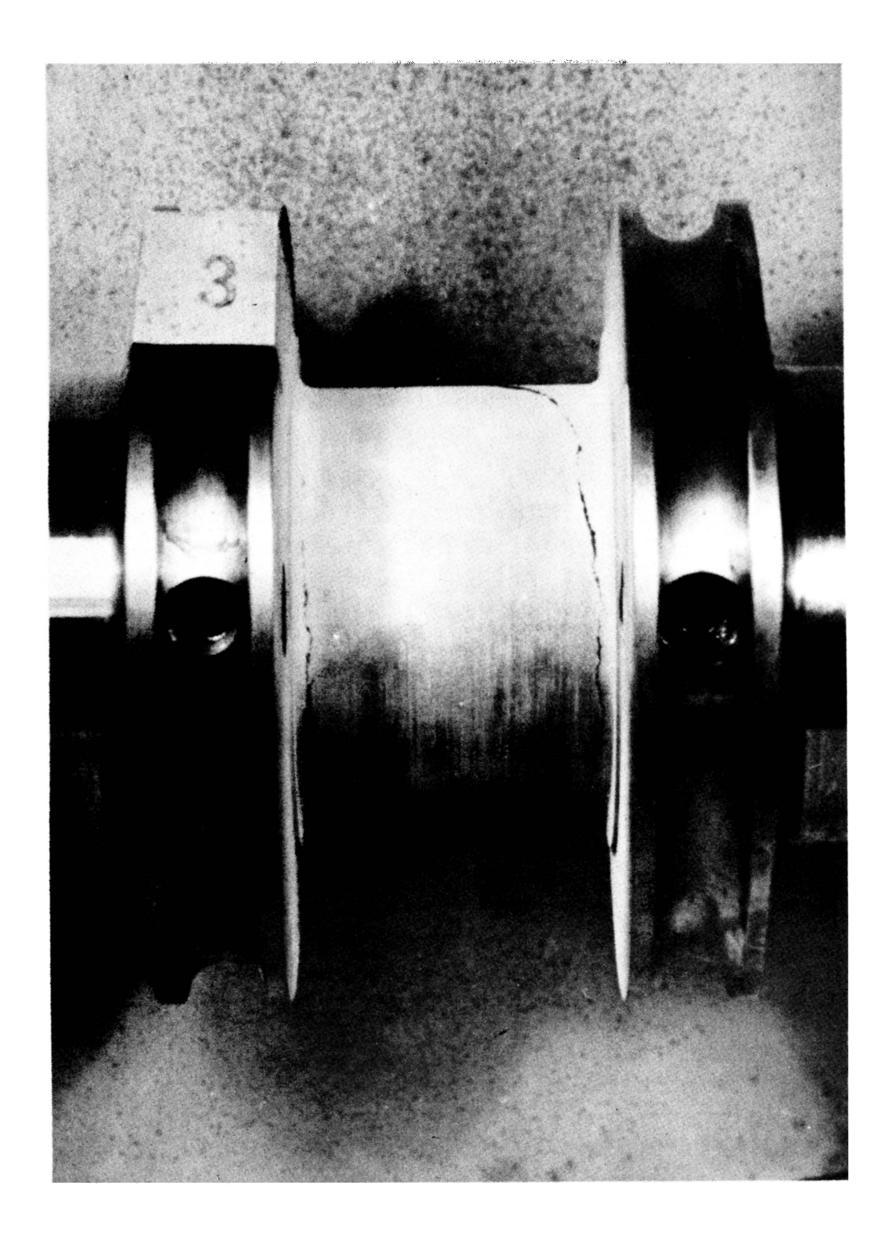


Fig. XII. 21 a. - Fissures (décelées au rouge organol) ayant pris naissance dans les congés du maneton (tapures de trempe HF).

(Document S. N. C. F.)

observe alors parfois, et ce même sur une pièce absolument saine et qui donnerait toute satisfaction en service, que la partie traitée thermiquement opère progressivement un retrait par rapport au plan de la partie médiane de la section (fig. XII. 21 b).

d) Ecrouissage

Galetage, martelage ou grenaillage sont de nature à procurer une amélioration locale en particulier dans les congés ; on peut ainsi, dans le cas des aciers alliés à 80-90 kg/mm^2, accroître d'au moins 15 % les limites de fatigue tant à la flexion qu'à la torsion.

Montage. - Les charges de rupture élevées et les traitements de surface permettent d'admettre des contraintes nominales importantes ; mais celles-ci pourraient, en cas de liberté de déformation, conduire à des taux de fatigue amenant une rupture rapide. En conséquence, les vilebrequins qui sont l'objet de telles contraintes élevées doivent être montés dans des logements ajustés avec précision dans un bâti-cylindres ne se déformant pas (rappelons à ce sujet l'intérêt de la ligne d'arbre supportée sur la ligne d'arbre suspendue).

L'alésage de la cage des logements de paliers de ligne d'arbre devra être exécuté avec une précision telle que le lieu des points médians des centres des cercles inscrit et circonscrit au contour réel de chaque section droite de l'alésage se trouve à l'intérieur d'un cylindre de 0, 03 mm de diamètre, l'alésage étant de la qualité 6.

Il va sans dire que, dans le temps, la non-déformation doit rester totale.

II.- Vilebrequins en fonte

De tels vilebrequins ont été à l'origine employés dans le domaine "automobile" où, assimilables aux vilebrequins en acier mi-doux, au point de vue qualité, ils s'avéraient d'un coût particulièrement intéressant.

Qualités

Les fontes utilisées sont évidemment des fontes spéciales alliées, assez faiblement en général, avec du chrome, du nickel, du molybdène, ou du cuivre :

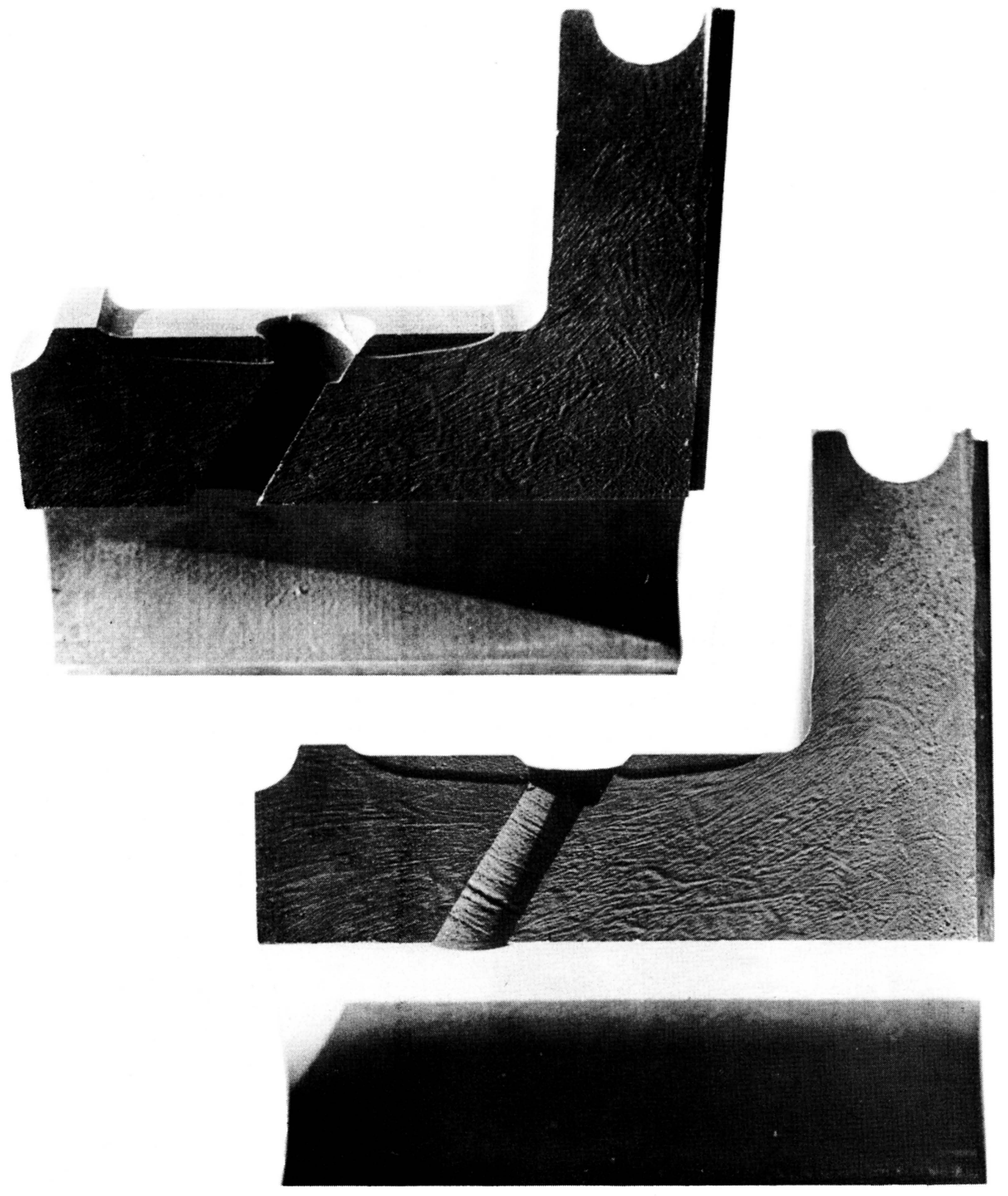


Fig. XII. 21 b. - Décollements entre zone thermiquement traitée et zone intérieure (cf. fig. IX. A. 14 b I).

(Document S. N. C. F.)

C	Si	S	P	Mn	Ni	Cr	Mo	Cu	R env.	Δ env.
3	1, 2	0, 1	Trace	1, 1					27	250
3	2	0, 07	0, 05	0, 75	1, 5		0, 8		32	270
2, 6	2, 5	0, 1 max.	0, 15 max.	1	1		1		40	300
1, 5	1	0, 04 max.	0, 05 max.	0, 7		0, 5		1, 7	70	280

Après certains traitements thermiques les charges de rupture peuvent être portées jusqu'à 80 kg/mm^2, mais ces traitements, outre qu'ils ont pour effet de sensibiliser la fonte à l'effet d'entaille,donc de ne gagner que très peu sur la limite de fatigue, obèrent sérieusement le coût de fabrication.

Pour des vilebrequins dont les diamètres de tourillons ne dépassent pas 150 mm, on utilise également, et d'une façon de plus en plus courante, des fontes nodulaires dont la charge de rupture est de l'ordre de 55 kg/mm^2.

Bien que le rapport $\frac{\text{limite d'endurance à la fatigue}}{\text{charge de rupture}}$ admissible soit pour les fontes supérieur à ce qu'il est pour les aciers, il ne faut néanmoins pas perdre de vue que :

- La meilleure distribution des contraintes dans l'acier que dans la fonte
- La présence dans la fonte de plages de graphite

doivent inciter, les questions de forme étant supposées résolues, à adopter pour les vilebrequins fonte des marges de sécurité plus importantes que celles qui sont couramment observées pour l'acier, surtout en ce qui concerne les flasques.

Un vilebrequin en fonte devra donc, toutes choses égales par ailleurs, être plus largement dimensionné qu'un vilebrequin acier ; il s'ensuivra :

- Un allongement du moteur, donc une augmentation de volume et de poids ;
- Une élévation des vitesses de glissement, donc des pertes par frottement. Signalons cependant que l'amélioration du coefficient de frottement dû à la présence du graphite, bien qu'elle n'intervienne que durant les brefs instants du lancement où

les têtes de bielle ne reçoivent pas encore le débit d'huile fourni par la pompe de graissage, n'en constitue pas moins une appréciable compensation.

Le module d'élasticité des fontes alliées étant de l'ordre de 15 000 contre 22 000 kg/mm^2 pour les aciers :

1. La largeur des flasques doit, toutes choses égales par ailleurs, croître dans le rapport $\sqrt[3]{\frac{22}{15}} = 1,1$, le produit Eb^3 devant rester constant pour conserver la même déformation théorique.

2. Les fréquences propres des vibrations sont, à dimensions égales, les $\sqrt{\frac{15}{22}} = 0,8$ des fréquences d'un vilebrequin acier. Cet abaissement des fréquences propres, donc des vitesses critiques, peut ne pas être sans inconvénient dans le cas de moteurs à plus de 4 cylindres en ligne.

3. L'effet d'un mésalignement de palier d'une valeur donnée provoque un accroissement de contraintes inférieur à celui dont un vilebrequin acier serait l'objet. L'adoption d'un vilebrequin fonte est donc de nature à faciliter l'usinage de la ligne d'arbre.

De tout ce qui précède, il ressort que l'emploi d'un vilebrequin en fonte peut être envisagé pour des moteurs dont la distance entre axes des cylindres est grande et dont le nombre de cylindres en ligne est peu élevé , c'est-à-dire, par exemple, pour des moteurs à refroidissement par air à 2, 3, 4 cylindres en ligne ou 6, 8 cylindres en V ; notons que, dans ce cas, les chemises sont fixées sur le carter du vilebrequin et non pas placées dans un bâti-cylindres : elles peuvent donc être déposées aisément et la dimension des têtes de bielle peut, en conséquence, être augmentée sans difficulté.

E. - DEFORMATION D'UN VILEBREQUIN

Avant de passer à l'exécution du dessin définitif du vilebrequin, il y a intérêt à s'assurer que les déformations de flexion que celui-ci subira en service ne seront pas de nature à compromettre la présence du film d'huile tant dans les manetons que, surtout, dans les tourillons.

Cet examen sera conduit en considérant tout d'abord une travée isolée entre 2 paliers et en se basant sur un effort moteur égal à

$\pi P_c D^2/4$, les forces d'inertie alternatives qui se soustraient de $\pi P_c D^2/4$, faibles lors du démarrage plein couple, étant négligées (P_c = pression maxi de combustion).

Après s'être assuré à l'aide des formules classiques :

$$\text{contrainte} = \frac{\text{moment de flexion}}{\text{module d'inertie}}$$

que les contraintes de flexion dans les bras, le maneton et les tourillons ne dépassent pas respectivement 10, 8 et 3 kg/mm^2, on déterminera les déformations de ces bras, maneton et tourillons, les angles que font maneton et tourillons avec les bras étant considérés rigides. Rappelons que Delanghe a estimé que la ligne moyenne d'un maneton ou d'un tourillon est, à chaque angle, rigide sur le tiers de l'épaisseur du bras (b/3) et que la ligne moyenne des bras est, en ces points, rigide sur le 1/8 du diamètre de la portée correspondante ; il a précisé que ces proportions ne s'appliquent qu'aux déformations par flexion.

La déformation angulaire est :

$$\varphi_{\text{radians}} = \frac{\Sigma \mathcal{M}_f}{EI} = \frac{\text{somme des moments fléchissants}}{\text{module d'élasticité x moment d'inertie}}$$

soit, en posant $\pi P_c D^2/4 = \vec{F}$, et E = 22 000 kg/mm^2 :

$$\varphi_{\text{bras}} = \frac{1}{EI}\int_{\left(\frac{d_t+d_m}{16}\right)}^{\left(\frac{C}{2}-\frac{d_t+d_m}{16}\right)} \frac{\vec{F}}{2}\cdot\frac{\ell_t+b}{2}\,dx = \frac{\frac{\vec{F}}{2}\;\frac{\ell_t+b}{2}\;\left(\frac{C}{2}-\frac{d_t+d_m}{8}\right)}{22\,000\;\frac{ab^3}{12}}$$

$$\varphi_{\text{tourillon}} = \frac{1}{EI}\int_0^{\left(\frac{\ell_t}{2}+\frac{b}{6}\right)} \frac{\vec{F}}{2}\,x\,dx = \frac{\frac{\vec{F}}{4}\left(\frac{\ell_t}{2}+\frac{b}{6}\right)^2}{22\,000\;\frac{\pi}{64}\left(d_t^4-d_{ti}^4\right)}$$

$$\varphi_{\text{maneton}} = \frac{1}{EI}\int_{\left(\frac{\ell_t}{2}+\frac{5b}{6}\right)}^{\left(\frac{\ell_t}{2}+b+\frac{\ell_m}{2}\right)} \frac{\vec{F}}{2}\,x\,dx = \frac{\frac{\vec{F}}{4}\left(\ell_t+\frac{\ell_m}{2}+\frac{11\,b}{6}\right)\left(\frac{\ell_m}{2}+\frac{b}{6}\right)}{22\,000\;\frac{\pi}{64}\left(d_m^4-d_{mi}^4\right)}$$

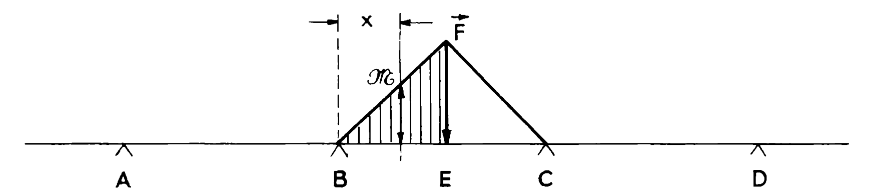
d_{ti} = diamètre du forage du tourillon

d_{mi} = diamètre du forage du maneton.

Mais ces formules sont établies en considérant la manivelle comme isolée, entre ses deux paliers, du reste du vilebrequin, c'est-à-dire en admettant un moment nul au droit de chaque appui, ce qui est loin de la réalité.

Pour déterminer approximativement la valeur et le signe de ces moments au droit de chaque appui, on est réduit à assimiler le vilebrequin à un arbre de section constante reposant sur des appuis alignés le divisant en travées égales et ce en ne considérant qu'une seule force, celle due à la pression maximale de combustion dans un cylindre, les forces provenant des autres attelages étant négligées.

Considérons, en première étape, trois travées égales et de longueur $L = \ell_m + \ell_t + 2b$, la force $\vec{F}$ étant appliquée à la travée médiane BC :



Soit :

- $\mathfrak{M}_A$, $\mathfrak{M}_B$, ... les moments fléchissants agissant sur la poutre AD au droit des appuis A, B, C, D ;
- $\mathfrak{M}$ le moment fléchissant en un point de la travée BC, la poutre AD étant supposée coupée aux appuis B et C ;
- x l'abscisse du point de la travée BC où se situe le moment $\mathfrak{M}$, abscisse comptée à partir de l'appui B (ou C).

Le théorème des trois moments - dont la démonstration, rappelée en annexe, est basée sur le fait que la continuité entre les travées entraîne que l'inclinaison de l'arbre en B (ou en C) soit la même, qu'elle soit due aux moments et aux forces à gauche de B (ou de C) ou aux moments et aux forces à droite de B (ou de C) - précise que :

$$\mathfrak{M}_A + 4\,\mathfrak{M}_B + \mathfrak{M}_C = -\frac{6}{L^2}\int_B^C \mathfrak{M}\, x\, dx$$

Or :

$$\mathcal{M}_A = \mathcal{M}_D = 0 \qquad \text{et} \qquad \mathcal{M}_B = \mathcal{M}_C$$

Par ailleurs étant donné que :

1) Entre B et E : $\mathcal{M} = - \frac{\vec{F}x}{2}$

2) Entre E et C : $\mathcal{M} = \frac{\vec{F}}{2}(x - L)$

on obtient :

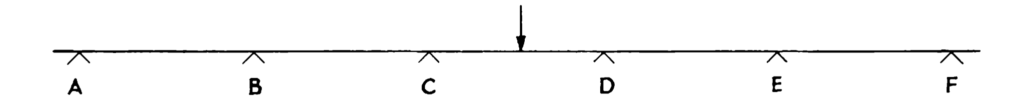
$$\int_B^C \mathcal{M}\, x\, dx = \int_B^E - \frac{\vec{F}x}{2}\, x\, dx + \int_E^C \frac{\vec{F}}{2}(x - L)\, x\, dx = - \frac{\vec{F}L^3}{16}$$

Donc :

$$5\, \mathcal{M}_B = - \frac{6}{L^2}\left(- \frac{\vec{F}L^3}{16}\right) = \frac{3\, \vec{F}L}{8}$$

$$\mathcal{M}_B = 0,075\, \vec{F}L$$

Si nous considérons maintenant cinq travées égales de longueur L :



nous avons :

$$\mathcal{M}_A = \mathcal{M}_F = 0$$

$$\mathcal{M}_B = \mathcal{M}_E$$

$$\mathcal{M}_C = \mathcal{M}_D$$

avec :

$$\mathcal{M}_A + 4\, \mathcal{M}_B + \mathcal{M}_C = 0$$

donc :

$$\mathcal{M}_B = -\frac{\mathcal{M}_C}{4}$$

et avec :

$$\mathcal{M}_B + 4\,\mathcal{M}_C + \mathcal{M}_D = \frac{3\,\vec{F}L}{8}$$

donc :

$$\mathcal{M}_B + 5\,\mathcal{M}_C = \frac{3\,\vec{F}L}{8}$$

$$\mathcal{M}_C\left(5 - \frac{1}{4}\right) = \frac{3\,\vec{F}L}{8}$$

$$\mathcal{M}_C = 0,07894\,\vec{F}L \qquad \text{(a)}$$

Pour une infinité de paliers alignés avec application d'une force $\vec{F}$ au milieu de la travée centrale, le moment sur les paliers de cette travée est de la forme :

$$\mathcal{M}_B = \frac{3\,\vec{F}L}{8\left(5 - \cfrac{1}{4 - \cfrac{1}{4 - \ldots}}\right)}$$

On démontre que la suite $4 - \frac{1}{4}$, $4 - \cfrac{1}{4 - \cfrac{1}{4 -}}$, ... est convergente et que si A est sa limite on a :

$$4 - \cfrac{1}{4 - \cfrac{1}{4 - \cfrac{1}{4} - \ldots}} = A = 4 - \frac{1}{A}$$

d'où :

$$A^2 - 4\,A + 1 = 0$$

$$A = 2 \pm \sqrt{3}$$

En ce qui nous concerne, seule est à retenir la solution $A = 2 + \sqrt{3}$ donc :

$$\mathcal{M}_B = \frac{3\,\vec{F}L}{8\,(3 + \sqrt{3})} = \frac{\vec{F}L\,(3 - \sqrt{3})}{16}$$

$$= 0,07925\,\vec{F}L \qquad \text{(b)}$$

Les valeurs (a) et (b) étant très voisines, l'erreur commise en adoptant uniformément la valeur (b) pour les vilebrequins à cinq paliers et plus est négligeable, et ce d'autant plus que, rappelons-le, nous n'avons pas tenu compte des forces s'exerçant sur les autres travées.

Ce moment $\mathcal{M}_{appui}$, moment complémentaire, se compose algébriquement avec le $\mathcal{M}_{fléchissant}$ obtenu en considérant les travées indépendantes.

La déformation angulaire devient donc :

$$\varphi'_{bras} = \frac{1}{EI}\int_{\left(\frac{d_t+d_m}{16}\right)}^{\left(\frac{C}{2}-\frac{d_t+d_m}{16}\right)} \left[\frac{\vec{F}}{2}\,\frac{\ell_t+b}{2} - \frac{\vec{F}}{16}(\ell_t+\ell_m+2\,b)(3-\sqrt{3})\right]dx$$

$$= \frac{\frac{\vec{F}}{2}\left(\frac{C}{2}-\frac{d_m+d_t}{8}\right)\left(\frac{\ell_t+b}{2}-\frac{3-\sqrt{3}}{8}(\ell_t+\ell_m+2\,b)\right)}{22\,000\,\frac{ab^3}{12}}$$

$$\varphi'_{maneton} = \frac{1}{EI}\int_{\left(\frac{\ell_t}{2}+\frac{5\,b}{6}\right)}^{\left(\frac{\ell_t}{2}+b+\frac{\ell_m}{2}\right)} \left[\frac{\vec{F}x}{2} - \frac{\vec{F}}{16}(\ell_t+\ell_m+2\,b)(3-\sqrt{3})\right]dx$$

$$= \frac{\frac{\vec{F}}{4}\left(\frac{\ell_m}{2}+\frac{b}{6}\right)\left[\left(\ell_t+\frac{11\,b}{6}+\frac{\ell_m}{2}\right)-\frac{3-\sqrt{3}}{4}(\ell_t+\ell_m+2\,b)\right]}{22\,000\,\frac{\pi}{64}\left(d_m^4-d_{m_i}^4\right)}$$

$$\varphi'_{tourillon} = \frac{1}{EI}\int_{0}^{\frac{\ell_t}{2}+\frac{b}{6}} \left[\frac{\vec{F}x}{2} - \frac{\vec{F}}{16}(\ell_t+\ell_m+2\,b)(3-\sqrt{3})\right]dx$$

$$= \frac{\frac{\vec{F}}{4}\left(\frac{\ell_t}{2}+\frac{b}{6}\right)\left[\left(\frac{\ell_t}{2}+\frac{b}{6}\right)-\frac{3-\sqrt{3}}{4}(\ell_t+\ell_m+2\,b)\right]}{22\,000\,\frac{\pi}{64}\left(d_t^4-d_{t_i}^4\right)}$$

Le tableau ci-dessous en fournit les valeurs exprimées en 10^{-3} radians dans le cas de la manivelle envisagée précédemment (fig. XII.17).

1) Déformations sans continuité entre les travées du vilebrequin

	d_m = 0,65 D			d_m = 0,7 D		
P_c en kg/cm²	Tourillon	Bras	Maneton	Tourillon	Bras	Maneton
60	+ 0,0173	0,805	0,224	0,0173	0,790	0,166
70	0,0202	0,940	0,262	0,0202	0,925	0,194
80	0,0231	1,075	0,299	0,0231	1,056	0,222
90	0,0260	1,210	0,336	0,0260	1,190	0,250
100	0,0289	1,340	0,374	0,0289	1,320	0,278
110	0,0308	1,470	0,411	0,0308	1,452	0,305

d_m = 0,75 D		
Tourillon	Bras	Maneton
0,0173	0,780	0,126
0,0202	0,910	0,147
0,0231	1,040	0,169
0,0260	1,170	0,190
0,0289	1,300	0,211
0,0308	1,430	0,232

2) Déformations avec continuité entre les travées du vilebrequin

P_c en kg/cm^2	$d_m = 0,65$ D					$d_m = 0,7$ D				
	Tourillon	Bras	Maneton	Angle d'inclinaison du tourillon		Tourillon	Bras	Maneton	Angle d'inclinaison du tourillon	
				en 10^{-3} radians	en degrés				en 10^{-3} radians	en degrés
60	- 0,018	0,210	0,132	0,324	1'7"	- 0,018	0,206	0,098	0,286	59"
70	- 0,021	0,245	0,154	0,378	1'18"	- 0,021	0,240	0,114	0,333	1'08"
80	- 0,024	0,280	0,176	0,432	1'29"	- 0,024	0,274	0,131	0,382	1'18"
90	- 0,027	0,315	0,198	0,486	1'40"	- 0,027	0,309	0,147	0,429	1'28"
100	- 0,030	0,350	0,220	0,530	1'51"	- 0,030	0,343	0,163	0,476	1'38"
110	- 0,033	0,385	0,242	0,594	2'02"	- 0,033	0,377	0,180	0,524	1'48"

$d_m = 0,75$ D				
Tourillon	Bras	Maneton	Angle d'inclinaison du tourillon	
			en 10^{-3} radians	en degrés
- 0,018	0,203	0,074	0,259	53"
- 0,021	0,237	0,087	0,303	1'02"
- 0,024	0,270	0,099	0,345	1'11"
- 0,027	0,304	0,111	0,388	1'20"
- 0,030	0,338	0,124	0,432	1'29"
- 0,033	0,372	0,137	0,476	1'38"

Toutes les dimensions sont en 10^{-3} radians.

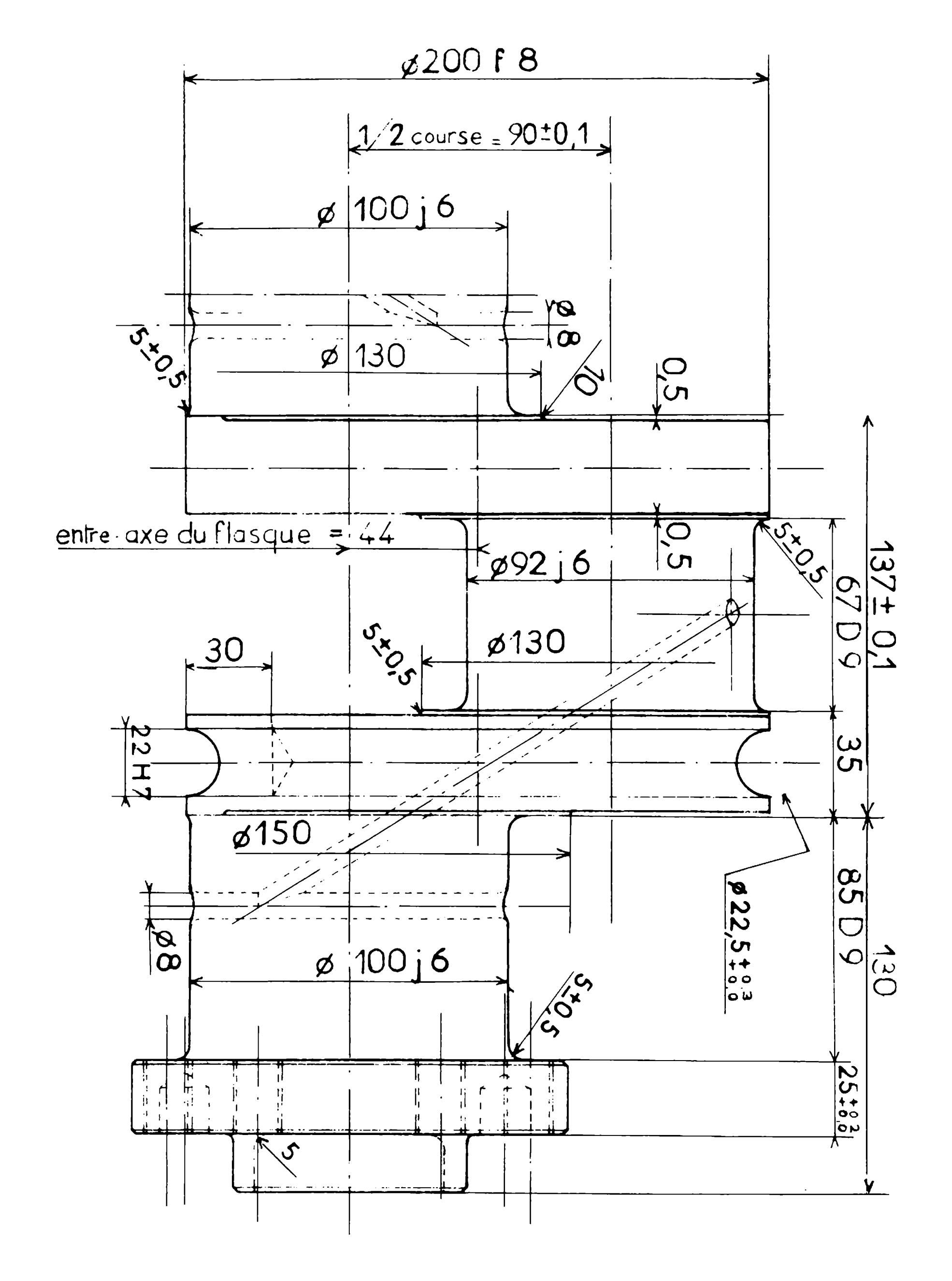


Fig. XII. 22 a. - Vilebrequin ancien type
à canalisation de graissage à 45°.

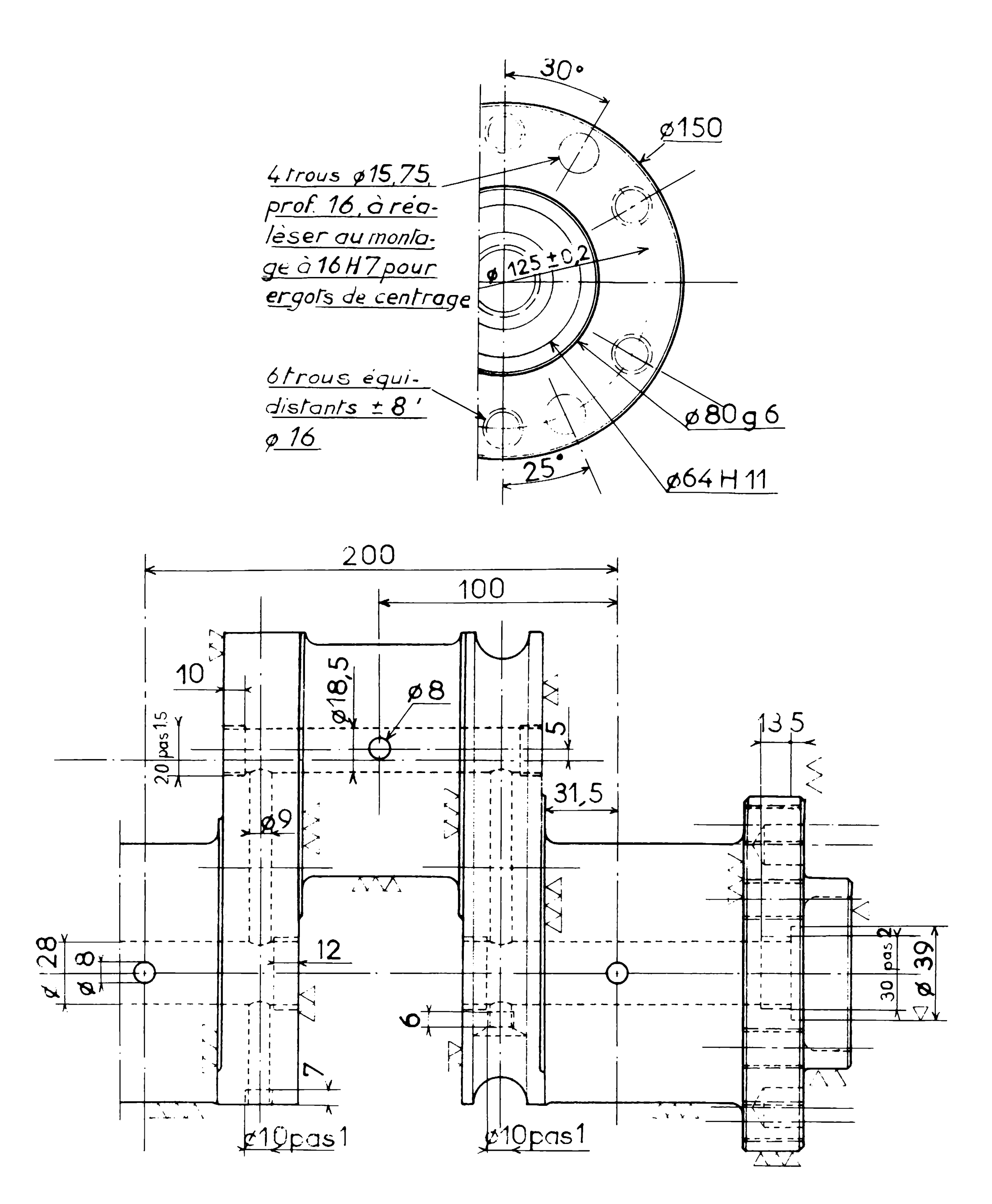
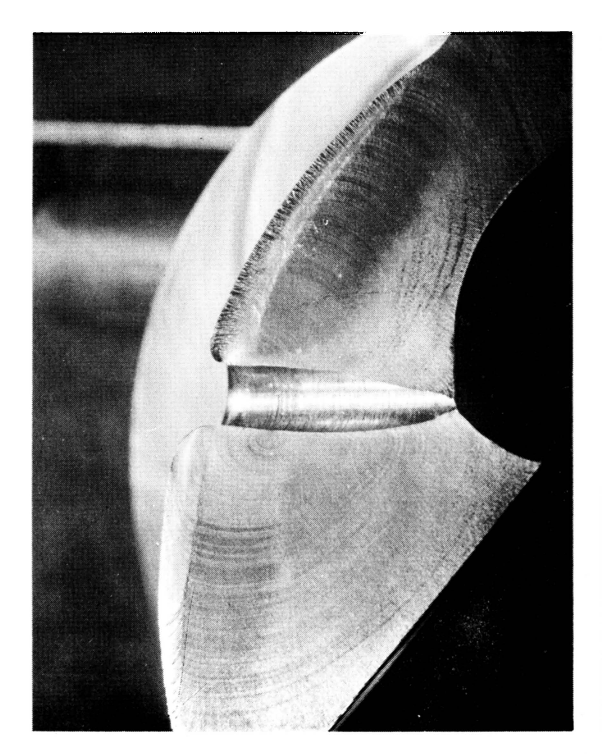
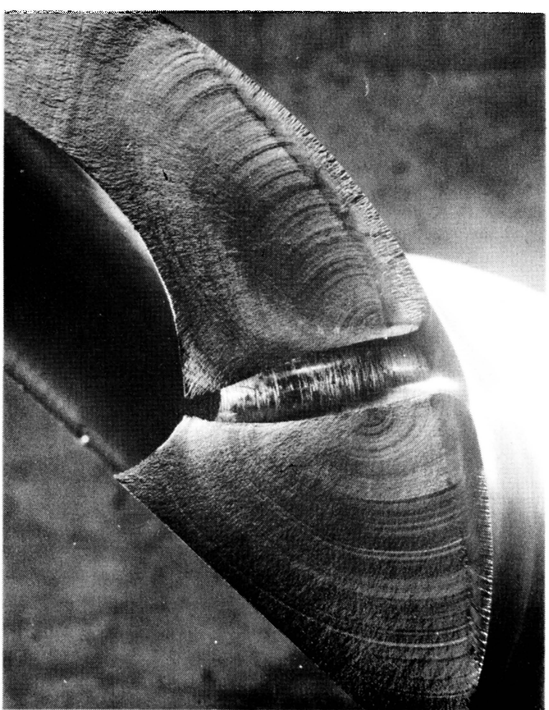


Fig. XII. 22 b. - Même vilebrequin qu'en 22 a, mais avec canalisations de graissage au tracé amélioré.







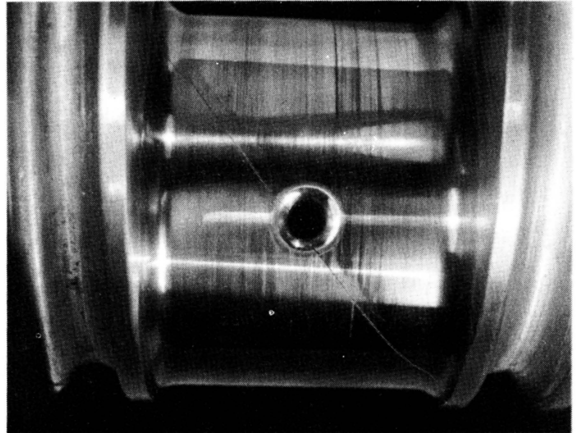


Fig. XII. 23. - Fissure s'étant développée en torsion à partir d'une tapure de trempe née dans la couche durcie d'un maneton trempé après chauffage haute fréquence (cf. fig. IX. A. 14 b II). (On remarque une deuxième fissure de fatigue partant d'un défaut de qualité d'usinage du trou de graissage.)

Une fois calculées les déformations du maneton, du bras et du tourillon, on ajoute algébriquement ces déformations pour obtenir l'angle d'inclinaison du tourillon par rapport à son axe théorique,donc par rapport à l'axe du coussinet de palier. Cette inclinaison ne doit pas être de nature à compromettre la tenue du film d'huile, donc le comportement de l'assemblage. Il est recommandé de ne pas dépasser l'inclinaison de ± 2'; il sera bon de vérifier soigneusement ce point pour la manivelle côté opposé au volant dont l'extrémité avant est libre ; on est parfois amené à en augmenter l'épaisseur du flasque avant.

F. - FORAGES

Pour alimenter en huile l'assemblage maneton-tête de bielle, les vilebrequins sont forés de canalisations menant des tourillons aux manetons. Le cheminement et la dimension de ces canalisations doivent faire l'objet d'examens attentifs car leur présence risque de diminuer fâcheusement la résistance à la fatigue, en particulier à la torsion. On évitera donc de les situer dans le plan à 45° où se produisent les efforts de torsion maximaux et de les faire passer au voisinage de l'angle intérieur maneton-bras (fig. XII. 22). On s'évertuera à les faire déboucher radialement tant dans le maneton que dans le tourillon, solution qui ne facilite pas le forage mais qui offre l'avantage incontestable de permettre l'exécution après trempe d'un congé régulier à l'orifice ; ce congé sera choisi suffisamment grand pour assurer l'élimination de toutes les tapures de trempe (choisir le rayon dans la série normale) ; on peut aller jusqu'à mandriner le perçage afin de mettre en autocompression ses parois internes.

La section droite des forages devra être au moins égale à la surface totale des fuites se produisant par toutes les articulations desservies par eux : jeu entre coussinets et manetons, refroidissement du piston, ... On prendra $S = (2 \pi d_m . j) 1,2$ si les pistons ne sont pas refroidis, en choisissant un diamètre de forage dans la série normale.

G. - DESSIN D'EXECUTION DU VILEBREQUIN

Les dimensions générales (diamètres, longueurs, congés, forages) ayant été arrêtées, les vitesses critiques et les déformations estimées par le calcul, on peut passer au dessin d'exécution du vilebrequin.

On commence par examiner le mode de fixation des contrepoids sur les bras : la fixation par étrier est sûre et bon marché.

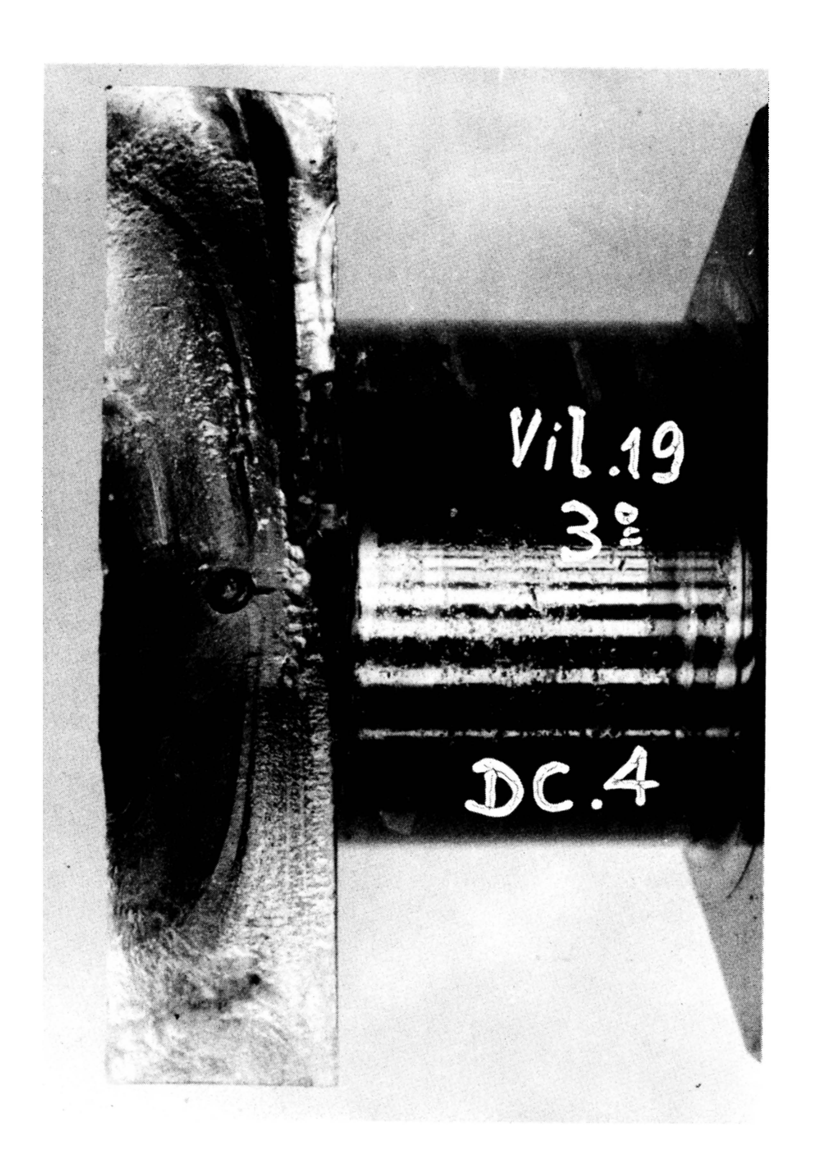


Fig. XII. 24. - Rupture d'un flasque par fatigue
à la flexion alternée.

(Document S.N.C.F.)

Les usinages des manetons et tourillons seront de la qualité 6 ; ceux des flasques pourront être de la qualité 9 ou 10. La rugosité des soies de manetons et tourillons sera aussi faible que possible, compte tenu du prix de revient.

L'excentrage des tourillons entre eux sera au maximum de **0, 03** ; le calage angulaire des manetons sera réalisé à ± 30'. Le parallélisme entre l'axe d'un maneton et les axes des tourillons adjacents sera assuré à ± 0, 05/200 près dans le plan passant par ces axes, ± 0, 1/200 près dans le plan perpendiculaire à ces axes (vrillage).

La tolérance sur le parallélisme entre les flasques est fonction :

Du résultat du calcul des déformations ;
Du mode de mesure (position des appuis du vilebrequin, contrepoids montés ou non, ...).

En pratique il est bon de se tenir aux environs de 0, 01/100.

Les alésages des boulons ajustés accouplant le volant au vilebrequin seront percés avec un gabarit de perçage (diamètre qualité 7 ; position radiale : ±0, 1 mm ; position angulaire : ± 10'). Les boulons seront d'une qualité supérieure (acier traité pour R = 80 kg/mm^2 au moins : nuances 35 NC 6 ou 30 C D 4 par exemple); le couple de serrage de leurs écrous sera déterminé avec précision en ne perdant pas de vue que l'entraînement du volant par le vilebrequin est assuré uniquement par les forces d'adhérence du volant sur le tourteau provoquées par le serrage et absolument pas par la résistance au cisaillement des boulons.

Les trous des pieds de centrage seront usinés à la qualité 7 avec tolérance de ± 0, 02 mm sur la position radiale et de ± 2' sur la position angulaire.

On ne perdra pas de vue que, le vilebrequin pouvant s'échauffer plus que le bâti-cylindres, il est nécessaire de prévoir du jeu entre les coussinets de palier et les flasques du vilebrequin. Par ailleurs, si le bâti est en aluminium, ce jeu sera fonction des différences entre les coefficients de dilatation du bâti et du vilebrequin.

H. - EXAMEN DES RUPTURES

Les ruptures de vilebrequin les plus couramment rencontrées en service sont des ruptures de fatigue dues aux contraintes de torsion. Les fissures de cette origine cheminent à 45° par rapport à l'axe du

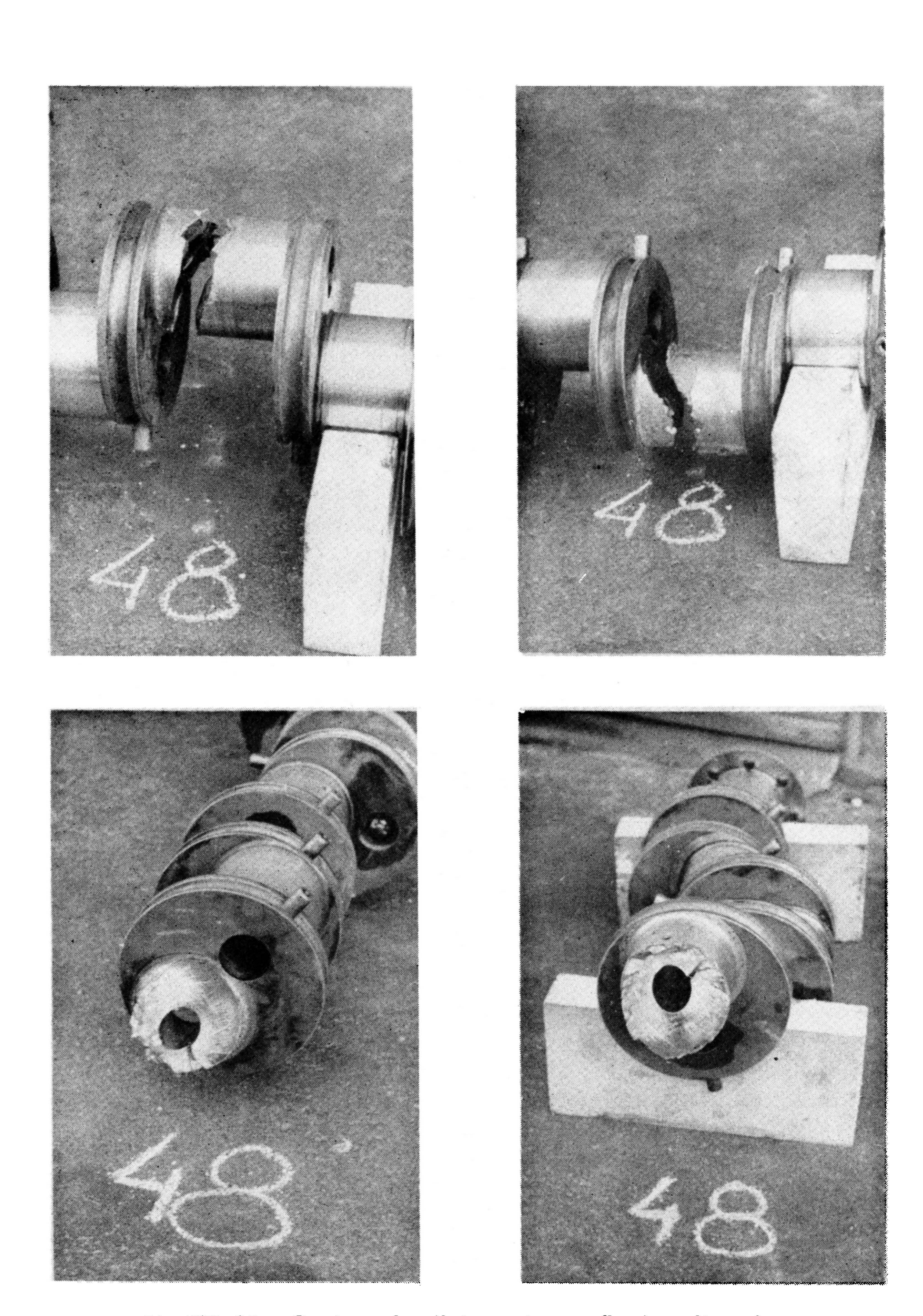


Fig. XII. 25. - Rupture de vilebrequin par flexion alternée.

(Document S. N. C. F.)

vilebrequin (fig. XII. 23), en partant d'un point où les contraintes se sont concentrées, c'est-à-dire en fait généralement soit d'un trou de graissage, soit d'un congé trop sévère, soit, plus rarement, du bord trop aigu d'un alésage intérieur de maneton débouchant dans un flasque trop allégé. Si ces contraintes exagérées proviennent de vibrations de torsion les fissures, surtout si elles s'amorcent dans un trou de graissage, ont l'habitude de cheminer dans deux directions symétriquement disposées à 45° par rapport à l'axe ; dans ce cas d'ailleurs elles se localisent fréquemment dans le tourillon côté volant où se trouve le nœud de la vibration.

Lorsque ces fissures d'origine torsionnelle arrivent (ou naissent) dans la zone fragile entre maneton et flasque où meurent les autocontraintes par trempe elles se poursuivent parfois assez longuement dans la section droite en question, prenant ainsi l'aspect de fissures de flexion (fig. XII. 21 a).

Lorsque ces fissures prennent naissance dans le congé entre tourillon et flasque, elles se développent à 45° tant dans le tourillon que dans le flasque et, du fait de ce dernier point, sont parfois considérées à tort comme des fissures de flexion.

En fait, les fissures de flexion affectent bien principalement les flasques mais elles se développent dans ceux-ci dans la zone de raccordement entre surfaces cylindriques de maneton et de tourillon (fig. XII. 24) et perpendiculairement au plan de manivelle si les contraintes de torsion sont négligeables en cette zone (fig. XII. 19).

Nous avons dit que ces fissures étaient en général provoquées par un mésalignement des paliers ; elles peuvent donc survenir à n'importe quelle manivelle ; néanmoins deux points sont particulièrement critiques :

- Les flasques entourant le tourillon médian des moteurs 6 cylindres dont les deux manivelles 3 et 4 possèdent la même orientation ;
- Le flasque avant de la manivelle avant, du fait que l'absence de continuité au-delà augmente les déformations pour un effort donné.

Des ruptures dues à la flexion se produisent parfois en plein maneton (fig. XII. 25) : la responsabilité en incombe dans ce cas à la fragilité de la pièce soit par défaut de dimensionnement soit par défaut de structure ; dans le premier cas, il s'agit en fait pratiquement de cassures ordinaires.

Annexes au chapitre XII

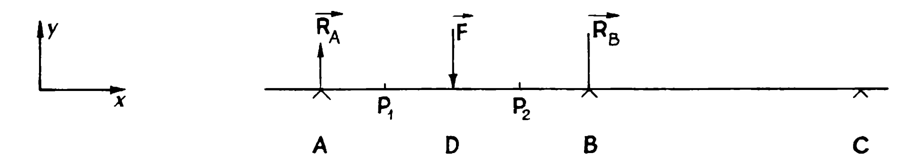
A. - LE THEOREME DES 3 MOMENTS

B. - CONDITIONS DE CONTROLE DE VILEBREQUINS DE MOTEURS 12 V - CAHIER DES CHARGES (1)

(1) Document S.N.C.F. (DEA) - R.N.U.R.

A. - LE THEOREME DES 3 MOMENTS

Considérons deux travées égales, de longueur $L = \ell_m + \ell_t + 2\,b$, la force F étant appliquée au milieu de l'une d'elles :



Nous dirons qu'il y a continuité entre les travées, en écrivant que l'inclinaison de l'arbre en B est la même, qu'elle soit due aux moments et aux forces à gauche de B ou aux moments et aux forces à droite de B.

Soient $\vec{R}_A$ et $\vec{R}_B$ les réactions aux appuis A et B, $\mathfrak{M}_A$, $\mathfrak{M}_B$ et $\mathfrak{M}_C$ les moments fléchissants aux appuis A, B et C.

Le moment fléchissant $\mathfrak{M}_P$ en un point P (moments sur piles) de la travée AB, d'abscisse x = AP, est :

Si P est en P_1 entre A et D : $\mathfrak{M}_P = \mathfrak{M}_A - \vec{R}_A\, x$ (1)

Si P est en P_2 entre D et B : $\mathfrak{M}'_P = \mathfrak{M}_A - \vec{R}_A\, x + F\left(x - \frac{L}{2}\right)$ (2)

quand x = L = AB :

$$\mathfrak{M}'_P = \mathfrak{M}_B = \mathfrak{M}_A - \vec{R}_A\, L + \frac{\vec{FL}}{2}$$

d'où :

$$\vec{R}_A = \frac{\mathfrak{M}_A - \mathfrak{M}_B}{L} - \frac{\vec{F}}{2}$$

en remplaçant $\vec{R}_A$ dans (1) et (2) :

$$\mathfrak{M}_P = \mathfrak{M}_A - \frac{\mathfrak{M}_A - \mathfrak{M}_B}{L}\, x - \frac{\vec{Fx}}{2}$$

$$\mathfrak{M}'_P = \mathfrak{M}_A - \frac{\mathfrak{M}_A - \mathfrak{M}_B}{L}\, x + \frac{\vec{F}}{2}\,(x - L)$$

On sait que dans un système élastique satisfaisant à la loi de proportionnalité des déformations y de Young nous avons :

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = y'' = - \frac{\mathcal{M}_P}{EI} \qquad \text{(courbure)}$$

d'où en intégrant :

$$- EI\,(y' - t_A) = \int_0^x \mathcal{M}_P \, dx$$

t_A = tangente d'origine en A = constante, soit pour $0 < x < \frac{L}{2}$:

$$- EI\,(y' - t_A) = \int_0^{x < \frac{L}{2}} \left[\mathcal{M}_A - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} x - \frac{\vec{F}x}{2} \right] dx$$

$$= \mathcal{M}_A x - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} \frac{x^2}{2} - \frac{\vec{F}x^2}{4}$$

et pour $\frac{L}{2} < x < L$:

$$-EI(y'-t_A) = \int_0^{\frac{L}{2}} \left[\mathcal{M}_A - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} x - \frac{\vec{F}x}{2} \right] dx + \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}<x<L} \left[\mathcal{M}_A - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} x + \frac{\vec{F}}{2}(x-L) \right] dx$$

$$= \mathcal{M}_A x - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} \frac{x^2}{2} + \frac{\vec{F}}{2} \left(\frac{x^2}{2} - L\,x + \frac{L^2}{4} \right) \qquad (3)$$

pour x = L :

$$- EI\,(t_B - t_A) = (\mathcal{M}_A + \mathcal{M}_B) \frac{L}{2} - \frac{\vec{F}L^2}{8} \qquad (4)$$

t_B = tangente en B = constante. Intégrons une nouvelle fois :

$$- EI\,(y - y_A) + EI\, t_A\, x = \int_0^{\frac{L}{2}} \left[\mathcal{M}_A x - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} \frac{x^2}{2} - \frac{\vec{F}x^2}{4} \right] dx$$

$$+ \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2} < x < L} \left[\mathcal{M}_A - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{L} \frac{x^2}{2} + \frac{\vec{F}}{2} \left(\frac{x^2}{2} - Lx + \frac{L^2}{4} \right) \right] dx$$

$$= \mathcal{M}_A \frac{x^2}{2} - \frac{\mathcal{M}_A - \mathcal{M}_B}{2\,L} \frac{x^3}{3} + \frac{\vec{F}}{2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{Lx^2}{2} + \frac{L^2 x}{4} - \frac{L^3}{24} \right)$$

y_A est la cote du point A = constante.

Pour $x = L$ et pour y_A et y_B cotes d'origine des points A et B :

$$- EI\,(y_B - y_A) + EI\, t_A\, L = (2\, \mathcal{M}_A + \mathcal{M}_B)\, \frac{L^2}{6} - \frac{\vec{F} L^3}{16}$$

en simplifiant par L :

$$- EI\, \frac{(y_B - y_A)}{L} + EI\, t_A = (2\, \mathcal{M}_A + \mathcal{M}_B)\, \frac{L}{6} - \frac{\vec{F} L^2}{16} \qquad (5)$$

Pour la travée BC, le calcul est analogue, mais $\vec{F} = 0$. Nous avons donc :

$$- EI\, \frac{y_C - y_B}{L} + EI\, t_B = (2\, \mathcal{M}_B + \mathcal{M}_C)\, \frac{L}{6} \qquad (6)$$

En retranchant l'équation (5) de l'équation (4) :

$$EI\, \frac{y_B - y_A}{L} - EI\, t_B = (\mathcal{M}_A + 2\, \mathcal{M}_B)\, \frac{L}{6} - \frac{\vec{F} L^2}{16} \qquad (7)$$

Faisons la somme des équations (6) et (7) :

$$EI \left(\frac{y_B - y_C}{L} + \frac{y_B - y_A}{L} \right) = (\mathcal{M}_A + 4\, \mathcal{M}_B + \mathcal{M}_C)\, \frac{L}{6} - \frac{\vec{F} L^2}{16} \qquad (8)$$

on retrouve le théorème des 3 moments.

Si tous les appuis sont alignés et indéformables :

$$y_A = y_B = y_C$$

et on a :

$$\mathcal{M}_A + 4\, \mathcal{M}_B + \mathcal{M}_C = \frac{3\, \vec{F} L}{8} \qquad (9)$$

B. - CONDITIONS DE CONTROLE DE VILEBREQUINS DE MOTEURS 12 V. CAHIER DES CHARGES

Les pièces seront contrôlées aux deux stades suivants de la fabrication :

1. Ebauches traitées
2. Pièces terminées.

I.- Contrôle de l'ébauche traitée

Les vilebrequins ébauchés seront munis d'une surlongueur (diamètre = 100 mm - L = 110 mm) sur l'extrémité côté plateau du vilebrequin et marqués du numéro de coulée.

Le contrôle suivant sera effectué sur la pièce ébauchée après traitement de trempe et de revenu.

Contrôle des caractéristiques mécaniques de l'acier

a) Billage à la peau. - Ce billage sera effectué à la peau sur maneton après traitement de base et disparaîtra en cours de finition.

b) Contrôle sur éprouvette. - Il sera prélevé dans le sens longitudinal de la surlongueur à une distance du centre égale aux deux tiers du rayon trois éprouvettes de contrôle conformes aux normes suivantes :

Une éprouvette de traction conforme au dessin de l'annexe I
Deux éprouvettes de résilience Mesnager.

Ce contrôle peut être fait sur 1/5 des pièces de la commande.

Les valeurs à obtenir font l'objet du tableau de l'annexe II.

II.- Contrôle de la pièce terminée

Le contrôle sera effectué sur la pièce complètement terminée.

a) Contrôle dimensionnel.- Toutes les indications portées sur le dessin doivent être respectées, tant au point de vue dimensionnel qu'au point de vue état de surface.

b) Contrôle de la trempe superficielle.- Un vilebrequin sur les vingt premières pièces fournies de chaque coulée, au choix du contrôleur, pourra être découpé afin de vérifier l'épaisseur de la couche trempée (1).

Ce vilebrequin ne subira la trempe superficielle que sur la moitié des portées. Sur les portées non traitées superficiellement (manetons et tourillons) on tirera à une distance du centre égale aux deux tiers du rayon des éprouvettes de traction identiques aux éprouvettes prises dans les surlongueurs.

Ces éprouvettes permettront de vérifier la concordance entre les résultats obtenus sur la surlongueur et ceux de la pièce elle-même.

Il n'y aura pas d'irrégularité importante d'épaisseur de la couche trempée au voisinage des trous de graissage.

La profondeur de trempe minimale, pour une dureté déterminée (mesurée en Rockwell C), est indiquée au dessin de la pièce.

c) Contrôle des criques et tapures de trempe.- Ce contrôle sera effectué sur la machine "FERROSCOP - FERROFLUX" à l'aide des champs magnétiques. Les modes d'utilisation de la machine et du ressuage au rouge organol doivent être conformes aux indications dans les annexes III et IV de ce cahier des charges.

1.- Classification des défauts

Les défauts décelés par la machine peuvent se classer en trois sortes différentes :

a) Des lignes diffuses suivant le sens des fibres.
b) Des lignes nettes et bien définies, mais n'apparaissant pas par ressuage au rouge organol.
   Ces lignes sont définies par le terme "inclusion".
c) Des lignes nettes et définies apparaissant au rouge organol.
   Ces lignes sont définies par le terme "crique".

---

(1) Ces opérations pourront être effectuées sur une pièce rebutée complètement terminée.

2.- Limites admissibles pour défauts décelés au métalloscope

a) Les lignes diffuses suivant le sens du fibrage ne seront pas prises en considération.
b) Les inclusions seront acceptées dans les conditions suivantes :
   1) Ne pas se trouver dans les zones situées à moins de 5 mm des bords des trous de graissage et à moins de 12 mm des joues ;
   2) Ne pas dépasser 8 mm de longueur.
c) Aucune crique ne sera acceptée.

3.- Enucléations

Si le vilebrequin présente des défauts inacceptables aux termes du paragraphe 2 (inclusions mal placées ou criques), on pourra procéder à leur énucléation dans les conditions suivantes :

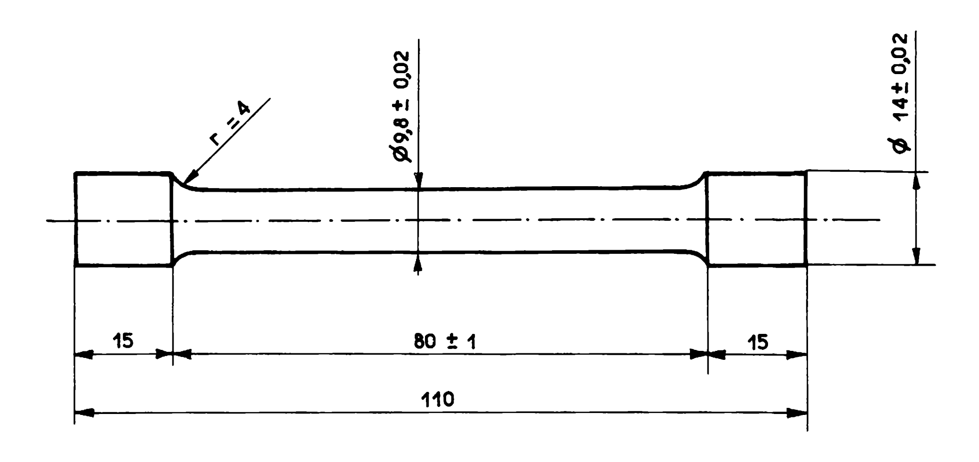
a) Criques ou inclusions placées dans la zone du trou de graissage. On pourra agrandir le rayon de raccordement du trou de graissage jusqu'à une valeur maximale de 5 mm. Si le défaut se trouve sur la portée, au voisinage du trou de graissage, on pourra faire un plat dont la profondeur ne devra pas dépasser 0,15 mm.
b) Criques ou inclusions placées dans la zone du congé de raccordement des portées des bras. On pourra procéder à des énucléations dont la longueur n'excédera pas 12 mm et la profondeur 1 mm. Le rayon au fond de l'énucléation sera supérieur à 9 mm.
c) Criques ou longues inclusions placées sur la portée. On pourra procéder à des énucléations dont la longueur ne dépassera pas 12 mm, la profondeur 1 mm. Le rayon au fond de l'énucléation sera supérieur à 9 mm.
d) Nombre d'énucléations. Il ne sera pas accepté d'énucléations de plus de 12 mm de longueur. Leurs longueurs cumulées ne devront pas dépasser 35 mm par vilebrequin.

Nota.- Les valeurs relatives aux dimensions maximales des énucléations sont données à titre indicatif et pourront faire l'objet d'une mise au point avec le client, selon les résultats donnés par l'expérience.

Annexe I

EPROUVETTE DE TRACTION - V

(Tolérances générales j 13)



Annexe II

Nota. - Les valeurs du tableau ci-après pourraient être éventuellement revues à la suite des essais des éprouvettes prises dans les vilebrequins terminés et découpés selon les indications du paragraphe II (b).

Contrôle		Valeurs minimales	
		Acier H3	Acier Q3
Billage à la peau sur maneton Brinell		36/10	35/10
Contrôle sur éprouvette prise, dans la surlongueur côté plateau, à une distance du centre égale aux 2/3 du rayon.	Résistance à la rupture	90 kg/mm^2	102 kg/mm^2
	Limite élastique	75 kg/mm^2	92 kg/mm^2
	Allongement	8 %	10 %
	Résilience Mesnager	7 kgm/cm^2	10 kgm/cm^2

Annexe III

UTILISATION DE LA MACHINE FERROSCOP-FERROFLUX POUR LE CONTROLE DES CRIQUES ET TAPURES DE TREMPE

I. - CHAMPS MAGNETIQUES UTILISES

Au moment du contrôle des criques, le vilebrequin est soumis simultanément à deux champs magnétiques (la machine permet cependant de fonctionner avec un seul des deux champs) :

1. Un champ magnétique axial. Le vilebrequin ferme le circuit magnétique de la machine, qui est parcouru par un flux induit par les bobines dans lesquelles on fait passer un courant continu réglé à 8 ampères (on a alors aux bornes des bobines une tension de 105 volts).

2. Un champ magnétique transversal. Ce champ est provoqué par le passage dans le vilebrequin d'un courant alternatif à 50 périodes par seconde dont l'intensité est réglée à 900 ampères.

Nota. - Le champ magnétique axial provoque dans le vilebrequin une induction magnétique qui est de l'ordre de 5 500 à 8 000 gauss suivant les parties du vilebrequin (voir courbes 1).

En se reportant à la courbe 2 donnant l'induction magnétique de l'acier H3 en fonction du champ, on voit que, dans les conditions de l'expérience, l'induction reste au-dessous du coude de saturation.

Mais la réalisation d'une éprouvette suivant la norme NF A 04-101 montre que dans toutes les parties du vilebrequin (portées, manetons, etc.) un flux très inférieur aux possibilités de la machine suffit pour dessiner une image magnétique très nette des défauts témoins.

Le seuil de sensibilité observé à l'aide de l'éprouvette normalisée est de l'ordre de 2,3 ampères (ou 30 volts) pour le courant continu (champ axial) et de 300 ampères pour le courant alternatif (champ transversal).

II. - LIQUEUR MAGNETIQUE

La liqueur employée doit être conforme aux normes françaises "Epreuves Magnétoscopiques " NFA OA-101.

- La poudre est de l'oxyde magnétique de fer en grains de 0, 5 à 1 μ attirable en totalité à l'aimant.

- Le liquide est une huile minérale légère, transparente et de couleur claire; son coefficient de viscosité cinématique à 20°C est au maximum de 3 centistokes (NFT 60-100).

Le titre de la liqueur en poudre magnétique, réglable à volonté, est pris égal à 5 ± 1 g par litre.

Une analyse du liquide utilisé a donné les résultats suivants :

Produit solide en suspension (poudre magnétique comprenant 90 % de grains fins de diamètre moyen 0, 91 μ). Composition : oxyde magnétique de fer Fe_3O_4.

Viscosité du pétrole employé : à 20°C, 1, 77 centistoke.

III. - APPLICATION DE LA LIQUEUR MAGNETIQUE

Pour bien mélanger la poudre et le liquide, il est nécessaire d'actionner la pompe pendant 15 secondes avant de se servir de la liqueur.

- On applique ensuite la liqueur par arrosage de la partie du vilebrequin sur laquelle on recherche des défauts. L'arrosage doit durer 10 secondes au minimum pendant l'application du courant.

- Le jet ne doit pas être trop violent, ce qui gênerait l'orientation des grains de poudre métallique.

- Le vilebrequin doit être démagnétisé avant et après l'essai.

IV. - SCHEMA ELECTRIQUE DE LA MACHINE FERROSCOP-FERROFLUX

Voir page ci-contre.

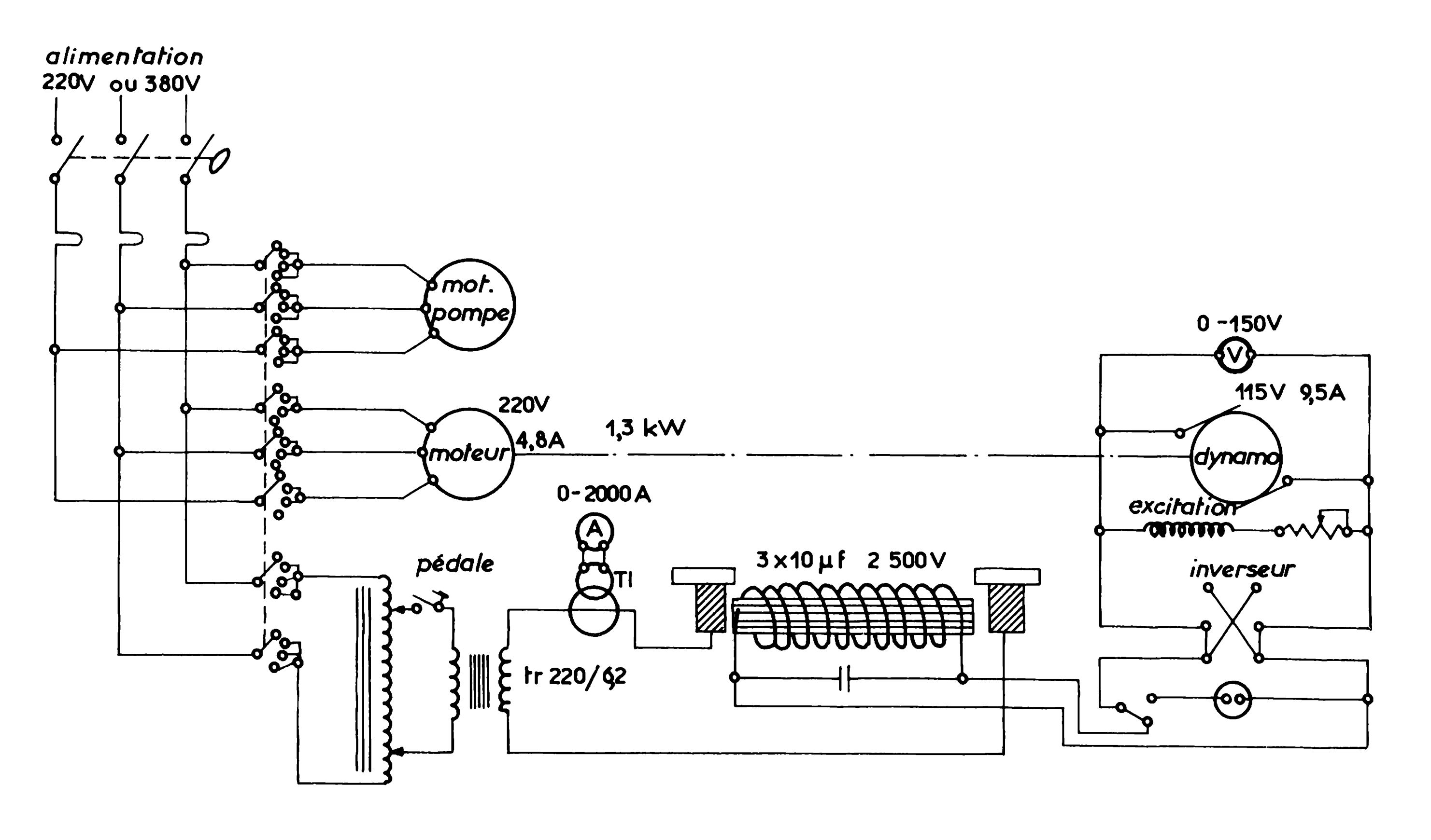
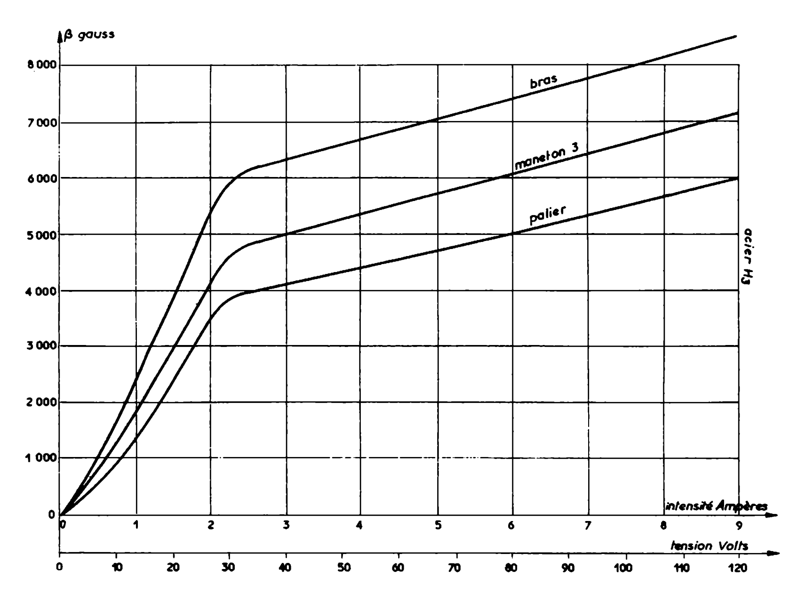
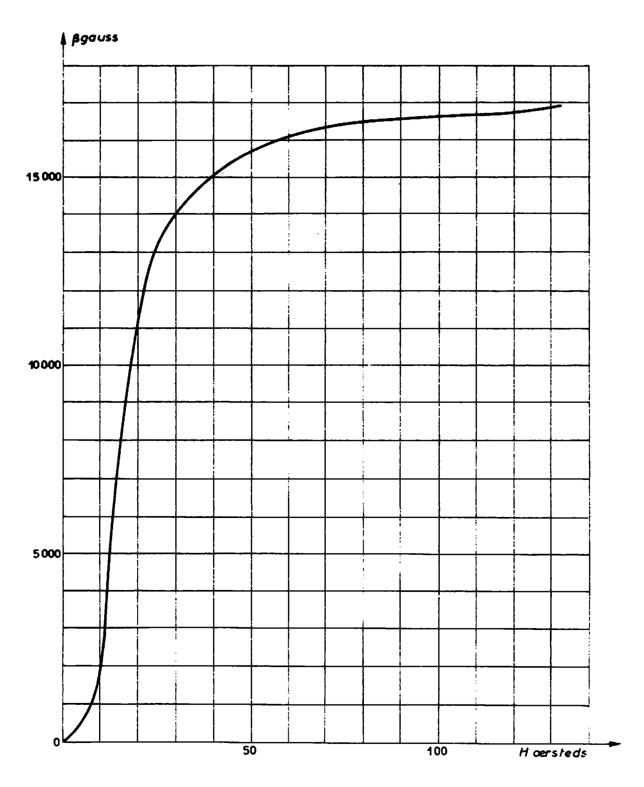


Schéma de principe de la machine "Ferroscop-Ferroflux".



Courbes I. - Induction dans le vilebrequin en fonction de l'intensité du courant dans les bobines.



Courbe II. - Induction magnétique de l'acier H3 en fonction du champ appliqué.

Annexe IV

ESSAI DE RESSUAGE AU ROUGE ORGANOL DES VILEBREQUINS

I. - LIQUIDE UTILISE

Le liquide contenant le rouge organol utilisé pour l'essai de ressuage des vilebrequins de moteur 12 V est préparé suivant les indications suivantes :

Composition

Rouge organol	1 g
Alcool isopropylique	4 cm^3
Tétraline	498 cm^3
Xylène	498 cm^3

Préparation

Dissoudre à froid le rouge organol dans le mélange tétraline et xylène, puis ajouter l'alcool isopropylique.

Talc : le talc utilisé pour le ressuage est le talc médicinal.

II. - MODE D'EMPLOI

Le ressuage du rouge organol se fait en général après l'essai magnétoscopique.

La partie du vilebrequin sur laquelle des défauts ont été repérés doit être d'abord soigneusement essuyée. Le rouge organol est ensuite appliqué au pinceau, et il est nécessaire de le laisser pénétrer dans les défauts pendant 10 mn environ.

Avant le ressuage la pièce doit être à nouveau essuyée très soigneusement pour faire disparaître tout le rouge organol qui n'a pas pénétré dans les criques ou tapures de trempe.

On souffle alors du talc sur la pièce, le ressuage se fait instantanément pour les défauts les plus importants. On attendra 15 mn minimum pour pouvoir observer les défauts moins profonds.

KER WILSON. Projet d'un vilebrequin résistant. Gas and Oil Power, avril à décembre 1959.

SIMONETTI. Contribution au calcul des vilebrequins de grande dimension. Colloque C.I.M.A.C., Paris 1951.

Au sujet du calcul des facteurs de forme des vilebrequins. M.T.Z., août 1960.

STAHL. Mesure des contraintes dynamiques dans les vilebrequins. M.T.Z., août 1958.

VIALLE et LAFONT. Les gros vilebrequins. Fibrage intégral. Colloque C.I.M.A.C., Paris 1951.

Von KIENLIN. Les vilebrequins à flasques circulaires et la disposition en tunnel. M.T.Z., novembre 1957.

EVEREST. Les vilebrequins en fonte. Colloque C.I.M.A.C., Paris 1951.

Von OBERING. Vilebrequins coulés. M.T.Z., avril 1957.

Les vilebrequins en fonte malléable perlitique. Automobile Engineer, mai 1957.

DE LEIRIS. Cassures par fissuration progressive des arbres à manivelles des moteurs. Colloque C.I.M.A.C., Paris 1951.

YAMAMOTO. Sur la relation entre la rigidité à la flexion du vilebrequin et du carter des moteurs Diesel à régime élevé et la détermination de la grandeur de la masse d'équilibrage. Colloque C.I.M.A.C., Wiesbaden 1959, communication A.17.

MIRALLES de IMPERIAL. L'axe géométrique des vilebrequins. Revue S.T.A. - Octobre 1956.

Vibrations

KER WILSON. Vibrations d'un vilebrequin. Gas and Oil Power, avril à juillet 1958.

KLEINER. Vibrations et ruptures de vilebrequin. Revue Sulzer, 1943, n° 4.

BRAUND. Vibration de torsion. Communication I.M.E. (Automotive Division), 9 décembre 1958.

VOISIN. Détermination des fréquences naturelles d'un vilebrequin vibrant en torsion. Journal de la S.I.A., mai 1951.

SALE. Cours professé à l'E.N.S.P.M.

GENOUILLE. Etude de la torsion des pièces en rotation. Journal de la S.I.A. - Août-Septembre 1961.

DEFOSSE. Vibration des paliers en liaison avec la vitesse critique de l'arbre. Revue Jeumont, 1960, n° 49.

BENZ. L'excitation des vibrations longitudinales des vilebrequins. M.T.Z., août 1960.

BABAUD. Moyens et dispositifs d'amortissement et d'étouffement des vibrations mécaniques. Bulletin de la Société française des mécaniciens. Année 1959, n° 29.

RAPIN. Utilisation, en automobile, des divers types d'amortissement et d'étouffement des vibrations mécaniques. Bulletin de la Société française des mécaniciens. Année 1959, n° 29.

PIDD. L'amortisseur à viscosité et son diagramme vectoriel. Engineering, 12 juin 1959.

ANTONUCCI. Le torsiographe électrique Fiat. Bulletin technique Fiat Stabilimento Grandi Motori n° 3, 1954.

GERLACH. Le coefficient d'élasticité à la torsion des accouplements à organes élastiques de caoutchouc. Glasers Annalen, novembre 1957.

INSTITUT FRANCAIS DU PETROLE
1 et 4, avenue de Bois-Préau
RUEIL-MALMAISON (Seine-et-Oise)

Dépôt légal :
4e trimestre 1961

Achevé d'imprimer en octobre 1961
N° d'ordre éditeur : 55

VAN SEVEREN